V. D. U.
TECHNOLOGIJOS FAKULTETAS
J. ČIURLYS,
V. D. U. DOCENTAS

MAŠINŲ TEORIJA

I DALIS

MAŠINŲ KINEMATIKA

KAUNAS
1 9 4 1

M A Š I N Ų T E O R I J A

I-oji dalis. M A Š I N Ų K I N E M A T I K A

I.

1. Kinematiniai elementai; poriai.

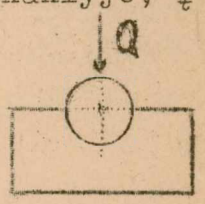
Mašinų kinematika yra mokslas, kuris nagrinėja mašiną sudarančiųjų kūnų judesius, nerišant juos su jėgomis, kurios mašinoje veikia.

Mašiną sudaro atsparios medžiagos priverstino apibrėžto judesio kūnų sistema; tų kūnų dalis, kur jie vienas kito prisilyti, sudarydami mašiną, vadinsime k i n e m a t i n i a i s e l e m e n t a i s.

Du vienas kitą prisiliečiantieji mašinoje elementai sudaro kinematinį porį: pavyzdžiui kakliukas ir pakaklis, diržas ir skriemuolys, sraigė ir sraigtas ir t.t.

Dviejų kinematinių elementų lietimuisi palaikyti būdą vadinsime kinematinio porio suverimu.

Reikia skirti du suverimo būdai: a) savaiminigas, jei suverimą įvykdo elementų forma: padėkim, sraigė ir sraigtas, kakliukas ir jį aprėpiantis pakaklis ir b) suverimas jėga: kakliukas atvirame pakaklyje, į kurį veikia jėga Q.



brėž. 1

Kinematiniai poriai skirstomi įvairiais požiūriais:

a) porio elemento kokio nors taško judesio srities atžvilgiu - kinematiniai poriai būna: 1) judantieji tam tikros erdvės viduje (rutulys cilinderyje), 2) judantieji tam tikru paviršiumi (rutulys tuščiaviduriame rutulyje, cilinderis cilinderyje);

3) judantieji tam tikra linija (sraigto linija, apskritimo linija, tiesiaja linija);

b) elementų lietimosi atžvilgiu: 1) lietimasis taške (rutulys tarp lygiagrečių plokšmių);

2) lietimasis linija: krumpliaračiai;

3) lietimasis plotme: sraigtas ir sraigė;

c) laisvumo laipsnių atžvilgiu: laisvas kietas kūnas turi 6 laisvumo laipsnius: sukėsius apie tris tiesiasias gulinčias ne vienoje plokšmėje ir slenkimu išilgai tų tiesiųjų. 1) Rutulys tarp dviejų lygiagrečių plokšmių turi 5 laisvės laipsnius; 2) rutulys cilindre 4 laisv. laipsn.; 3) rutulys rutulyje 3 laisv. laipsn.; 4) cilinderis cilinderyje - 2 laisv. laipsn.; 5) kakliukas pakaklyje - prizma prizmėje 1 laisv. laipsn.

Kai laisvumo laipsnis yra vienas, tai toks judesys vadinamas priverstinu judesiu ir vyksta linija. (Sraigtas ir sraigė).

Tokie poriai dažniausia ir vartojami mašinose.

Žemesnieji kinematiniai poriai.

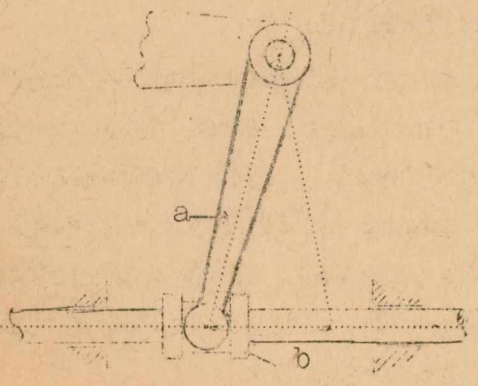
Poriai vadinami žemesniaisiais, kai jų elementai reliatyviam jų judesyj prisiliečia vienas kito aprėžto didumo paviršiais; be to taškas, ar jis priklauso vienam ar kitam porio elementui, turi reliatyviam elementų judėsy vienodas trajektorijas; pavyzdžiui, sraigto ir sraigės kiekvienas taškas ar jis priklauso sraigei ar sraigtui reliatyviam judėsy sudaro sraigtinę liniją. Tokia savybė vadinasi grįžtamumo savybė. Tokias judėsio sąlygas turi sraigtiniai poriai ir jų atmainos (slenkamasai poris, t.t. sraigtinis poris, kur ėjo žingsnis h = ∞) ir sukamasai poris sraigtinis poris, kur ėjo žingsnis h = 0.

Aukštesnieji kinematiniai poriai.

Yra tie, kurių elementai prisilyti vienas kito linija arba vienu tašku: pavyzdžiui krumpliaračiai - prisilyti linija, rutulys ir plokšmė - prisilyti tašku. Be to, porio elemento taškas turi trajektoriją vieną ar kitą, žiūrint kuriam porio elementui jis priklauso.

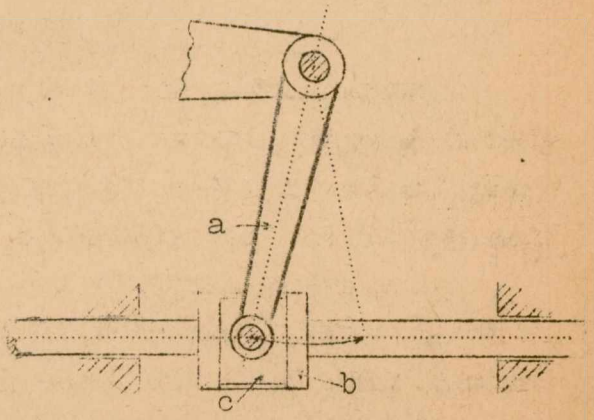
Taigi aukštesnieji poriai neturi grįžtamumo savybės, be to jie prisilytėdami linija ar tašku nors ir tepami, greičiau turi susidėvėti, kaip žemesnieji poriai, kurie prisilyti ištisais paviršiais.

Nekeičiant siekiamo judėsio, aukštesnįjį porį galima pakeisti žemesniuoju poriu, įvedus dar vieną narį.



a, b aukšt. poris

brėž. 2.

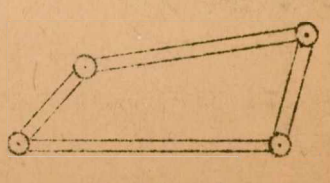


a - c - b ac - žemesn.poris
cb - žemesn.poris

brėž. 3.

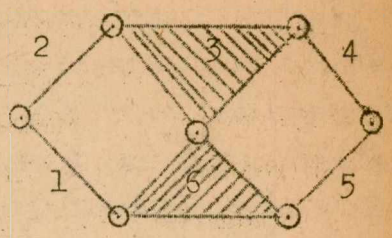
2. Kinematiškoji grandinė.

Kūnų eilė sujungta kinematinių porių pagalba ir leidžianti kūno reliatyvų judėsį, sudaro kinematinę grandinę; pačius kūnus vadinsime grandinės grandimis - nariais. Narys turi tiek kinematinių elementų, su kiek narių yra jis judomai sujungtas. Narius vadinsime vienybiniais, dvejybiniais, trejybiniais ir t.t. žiū-

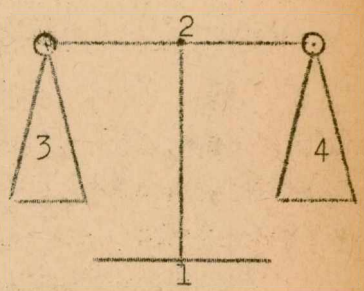


Brėž. 4.

rint kiek jis turi porio elementų. Brėž. 4 turime tik dvejybinius narius, nes kiekvienas narys turi po du sakomojo porio elementus; brėž. 5 - turime ir trejybinius narius (3 ir 6). Grandine vadinsime s u v e r t a , kai kiekvienas narys sujungtas porių elementais mažiausia su dviem kitais nariais; ir atvirkščiuoju atveju vadinsime atvira. Brėž. 6 - pavyzdys atviros grandinės; čia nariai 1 , 3 , 4 yra vienybiniai, kas suvertoje grandinėje nebūtų galima. Grandinės būna priverstinio judėsio,arba kitaip nusakant apibrėžtos ir neapibrėžtos.



Brėž. 5.



Brėž. 6.

Apibrėžtųjų grandinių visų narių taškų trajektorijos reliatyviam judesyj yra apibrėžtos linijos (tiesiosios ar kreivosios). Plokšmėje ar erdvėje atvirkščiame atsitikime turime neapibrėtas grandines.

Jei taškų trajektorijos randasi plokštumoje, tai turime plokščiąją grandinę, kitu atveju - erdvišką.

3. Mechanizmas ir mašina.

Mechanizmas yra apibrėžtoji suvertoji kinematinė grandinė, kurios vienas narys - stovas randasi ramybėje atžvilgiu kito tam tikro kūno (sakysim žemės). Kiek tokia grandinė turi narių tiek bendrai sakant galima gauti iš jos mechanizmų, verčiant stovu kaskart kitą narį.

Mechanizmo sąvoka nusako tik, kad gaunama eilė apibrėžtų mechaninių judėsių, ne rišant klausimo, ar jų gali būti atliktas naudingas darbas, arba perduoti didesniai energijos kiekiai.

Praktikinis mechanizmo išvystymas naudingam darbui atlikti arba perduoti praktikai vertingus energijos kiekius - bus mašina. Mašinoje gali būti ne vienas mechanizmas; sakysime, garo mašinoje bus pačios mašinos mechanizmas, garo paskirstymo mechanizmas.

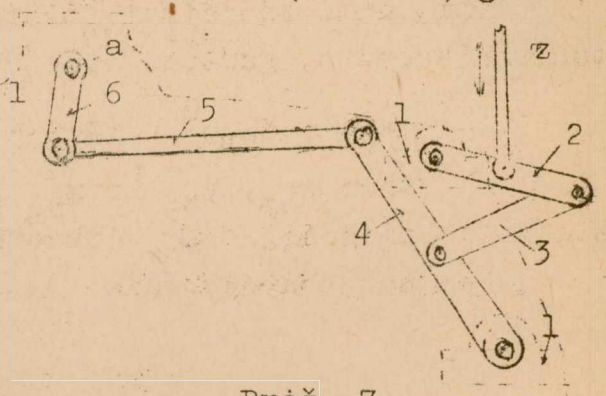
Kadangi mes nagrinėsime tiktai mašinos narių apibrėžtus judėsius, tai mes mūsų nagrinėjimo pagrindan dėsime kinematinę grandinę, iš kurios tapo išvystyta nagrinėjamoji mašina. Kinematinė grandinė bus tos mašinos schema.

Todėl prieš nagrinėjant kinematiškai mašiną, mes turime išanalizuoti jos mechanizmą ir atrasti jos kinematinę grandinę (kinematinis analizis). Atvirkščiai projektuojant naujos mašinos mechanizmą, turime sudaryti tos mašinos kinematinę grandinę (kinematinis sintezis).

4. Kinematinis analizis.

Darant mechanizmo kinematinį analizą, reikia jį pirmučiausia išskaidyti į kinematinės grandinės schemos pavidale: tam tikslui turime konstatuoti, kuris narys yra stovas, sunumeruoti ir kitus narius pradėjus nuo stovo, konstatuoti kiek porių elementų kuris narys turi, ar nariai juda plokštumose ar ne (plokštieji ar erdviški poriai), kurie žemesnieji, kurie aukštesnieji poriai, ar savaimingas, ar jėgos porių suverimas, patikrinti ar nėra vienybinių narių (tada būtų nesuverta grandinė), suskaityti dvejybinius, trejybinius ir t.t. narius; kadangi, kaip paskiau bus parodyta, į judėsių priverstinumą (apibrėžtumą) neturi įtakos nei narių dydžiai, nei forma, tai galime dėl schemos patogumo, dvejybinius narius rodyti tiesiomis, trejybinius trikampiais, keturybinius - keturkampiais ir t.t.

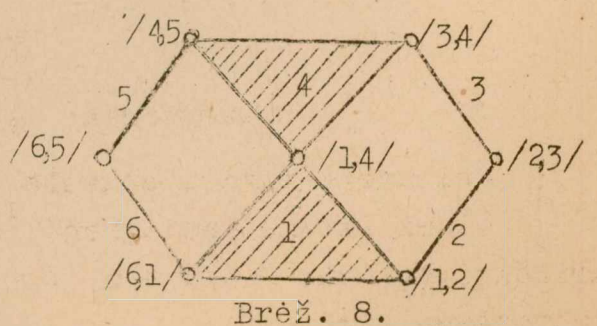
Nagrinėjame pavyzdį: von Bonjour mechanizmas (brėž. 7) garo skirstymui reguliuoti. Trauka z eina nuo reguliatoriaus; velenas a 6 nario valdomas eina prie sklandžio. Stovas yra mašinos rėma ir surištas su ja garo cilinderis - 1. Jis turi 3 sukamųjų porių elementus, t.y. trejybinis narys.



Brėž. 7.

4 narys turi taipogi tris sukamųjų porių elementus, kiti nariai 6 , 5 , 3 , 2 turi po du sukamųjų porių elementus;

Trauka Z priklauso jau kitam mechanizmui; velenas a su 6 nariu sudaro vieną narį. Dabar nesunku sudaryti schemą, kuri vaizdžiai parodo, kuris narys su kuriuo sujungtas, ir elementų porius (brėž.8).



Brėž. 8.

5. Plokščiųjų suvertųjų [illegible]inių grandinių judėsio priverstinumo sąlygos.

Plokštoji kinematinė grandinė sukamaisiais poriais.

Žymime n_2 - dvejybinių narių skaičius

n_3 - trejybinių " "

n_i - i elementų turinčių narių skaičius.

Jų suma $n_2 + n_3 + \ldots + n_i + \ldots = n$ arba

$$\sum_{2}^{i} (n_i) = n$$

Toliau žymime g grandinės sukamųjų porių skaičių; tada, kadangi sukamasis poris turi 2 elementu, visų elementų skaičius e = 2g;

Reiškiant elementų skaičių išeinant iš turimų grandinėje įvairių narių skaičiaus, gauname prigulmybę

$$2n_2 + 3n_3 + \ldots + in_i + \ldots = \sum_{2}^{i} (in_i) = 2g$$

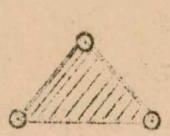
Toliau mes vaizduojamės, kad mūsų kinematinės grandinės visų narių judėsio plokšmės judančios lygiagrečiai sudaro lyg vieną plokšmę, kurioje jos ir juda būdamos sujungtos sukamųjų porių ašimis. Kadangi mūsų grandinės nariai standūs, tai atstumai tarp vieno nario sukamųjų porių ašių nekinta, kad ir bejudant grandinės nariai keičia savo padėtį.

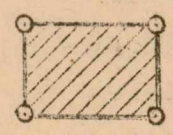
Taikydami koordinatų sistemą ir reikšdami analitiniu būdu narių standumo sąlygas, gautume eilę štai kokių lygčių:

(1) $(X_{hp} - x_{hq})^2 + (y_{hp} - y_{hq})^2 = l_{pq}^2$;

čion x_{hp}, y_{hp} ir x_{hq} ir y_{hq} reiškia ordinates sukesio porių ašių projekcijų A_{hp} ir A_{hq} į koordinačių plokšmę.

Jei narys dvejybinis ——— gauname 1 tokią lygtį

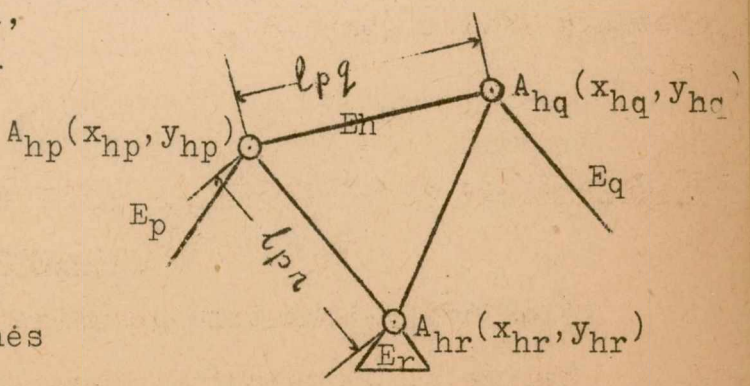
" " trejybinis  " 3 " "

" " keturybinis  " 5 " "

Jei narys turi i sukėsio elementų - (2i - 3).

Visai kinematinei grandinei, turinčiai $n_2 + n_3 + \ldots + n_i$ - narių gautume lygčių:

$$1 \cdot n_2 + 3 \cdot n_3 + 5 \cdot n_4 + \ldots + (2i - 3)n_i = \sum_{2}^{i} (2i - 3)n_i$$



Brėž. 9.

Jeigu pajudinsime kinematinės grandinės narį, tai sukesio porių ašių ordinatės pakitės ir taps taško $A_{hp}(x_{hp} + \Delta x_{hp}, y_{hp} + \Delta y_{hp})$ ir taško $A_{hq}(x_{hq} + \Delta x_{nq}, y_{hp} + \Delta y_{hq})$ bet atstumas tarp to nario minėtų ašių (A_{hp} ir A_{hp}) paliks dėl nario standumo tas pats ir gausime lygtį

(2) $[x_{hp} + \Delta x_{hp} - (x_{hq} + \Delta x_{hq})]^2 + [y_{hp} + \Delta y_{hp} - (y_{hq} + \Delta y_{hq})]^2 = l_{pq}^2$;

iš tų dviejų lygčių (1 ir 2) gauname lygtį tokios išvaizdos:

$$(x_{hp} - x_{hq})(\Delta x_{hp} - \Delta x_{hq}) + (y_{hp} - y_{hq})(\Delta y_{hp} - \Delta y_{hq}) = 0 \qquad (3)$$

čion atmesti nariai $(\Delta x_{hp} - \Delta x_{hq})^2$ ir $(\Delta y_{hp} - \Delta y_{hq})^2$. Tokių lygčių (3) bus skaičius $\sum(2i - 3)n_i$; tokių kitėjimų kaip (x_{hp} ir y_{hp}) bus tiek, kiek yra sukėsio porių padauginti iš 2 = būtent 2g; mūsų kinematinė grandinė nagrinėjama, kaip mechanizmas, todėl reikia skaityti, kad grandinės vienas narys yra stovas; o šitai aplinkybei būtina ir užtektina sąlygą, kad tris atitinkami kitėjimai būtų lygūs nuliui; duodami grandinei judėsį, pasirenkame vieną iš kitėjimų ordinačių (Δx ar Δy), nepriklausančių tuo pačiu metu ir stovui ir tada mes beturime nežinomų kitėjimų Δ(x_{hp} ir Δy_{hp}) tiktai 2g - 4;

Jei mūsų visa grandinė įgauna priverstiną apibrėžtą judėsį, t.y. mes galim visus likusius kitėjimus surasti, tai turi būti prigulmybė

$$\sum_{2}^{i} (2i - 3)n_i = 2g - 4. \qquad (4)$$

(skaičius lygčių lygus skaičiui nežinomų kitėjimų tipo Δx_{hp}, Δy_{hp}, pradinės ordinatės x_{hp}, y_{hp} skaitomos žinomos).

Lygtį (4) pertvarkome kitaip:

$$\sum_{2}^{i} (2i - 3)n_i = 2 \underbrace{\sum_{2}^{i} (in_i)}_{2g} - 3 \underbrace{\sum_{2}^{i} (n_i)}_{n} = 4g - 3n \text{ ; tada}$$

$$4g - 3n = 2g - 4 \quad \text{arba} \quad 2g - 3n + 4 = 0 \qquad (5)$$

Kaip matome, judėsio apibrėžtumo sąlyga nepriklauso nei nuo narių dydžių, nei nuo narių formos ar tarpusavios padėties, o priklauso nuo sukėsio porių ir narių skaičiaus.

6. I š v a d o s .

1. Iš lygties (5) gauname $g = \frac{3}{2} n - 2$; kadangi g tegali būti sveikas skaičius, tai n turi būti lyginis skaičius.

2. Lygtyje (5) vieton n įstatome $n = n_2 + n_3 + \ldots + n_i$ ir vieton $2g = 2n_2 + 3n_3 + \ldots + in_i$; gauname

$$2n_2 + 3n_3 + \ldots + in_i - 3n_2 - 3n_3 - \ldots - 3n_i + 4 = 0$$

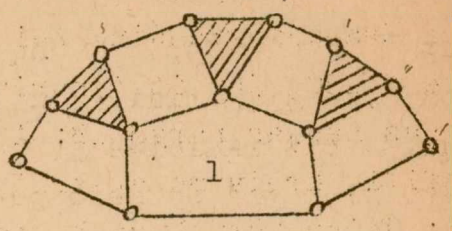
$$-n_2 + \sum_{4}^{i} (i - 3)n_i + 4 = 0 \quad \text{arba} \quad n_2 = 4 + \sum_{4}^{i} (i - 3)n_i \qquad (6)$$

darome išvadą, kad dvejybinių narių skaičius visai nepriklauso nuo trejybinių narių skaičiaus ir turi būti mažiausia = 4.

Toliau sužinosime, kokio gi dydžio gali būti i apibrėžto judėsio kinematinėje grandinėje.

Imame narį, turintį i sukamųjų porių elementų, darome jį stovu ir sudarome apibrėžto judėsio kinematinę grandinę, turinčią, kiek galima mažiausią narių skaičių.

Schemoje tas padaryta. Matome, kad susidaro (i - 1) keturiašonių, skaičius narių bus $n^1 = 1 + i + i - 1 = 2i$. Sukėsių porių bus $g^1 = i + (i - 2).2 + 2 = 3i - 2$.



brėž. 10.

Šita kinematinė grandinė tenkina apibrėžtumo sąlygą, ką matome įstatę į lygtį (5) vieton $g - g^1$ ir vieton $n - n^1$; gauname $2g^1 - 3n^1 + 4 = 2.(3i - 2) - 3.2i + 4 = 6i - 6i - 4 + 4 = 0$.

Mūsų gautasai narių skaičius n^1 yra mažiausias, o bendrai imant tas skaičius narių n bus didesnis t.y.

$$n = n^1 + a = 2i + a;$$

tada iš čion $i = \frac{n - a}{2}$;

$$\max (i) = \frac{n}{2} \quad \text{kai } a = 0 \qquad (8)$$

Iš čion išvada, kad n narių apibrėžtos kinematinės grandinės viename naryje tegali būti daugiausia $\frac{n}{2}$ sukamųjų porių.

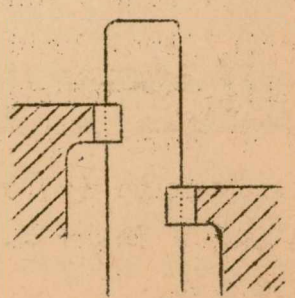
7. Atsitikimas, kada kinematinė grandinė be sukamųjų porių turi ir slenkamuosius porius.

Šitame atvejuje taipogi galioja išvestoji prigulmybė $2g-3n+4=0$ judėsio apibrėžtumui išreikšti; tiktai turi būti patenkintos dar štai kokios sąlygos:

1. Jei narys turi tik slenkamuosius porius, tai jų slinkimo kryptis neturi būti lygiagrečios (nebebus priverstinumo).

2. Dvejybiniai nariai, turintieji tik slenkamųjų porių elementus, neturi tiesioginiai jungtis.

3. Nei vienoje uždaroje narių grupėje neturi būti sukamųjų porių mažiau kaip du.



brėž. 11.

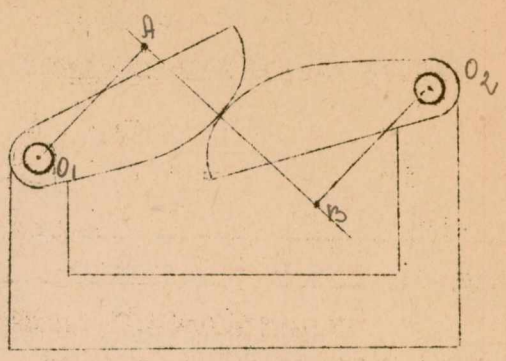
8. Kinematinė grandinė su aukštaisiais poriais.

Taikinant (5) lygtį kinematinei grandinei, turinčiai ir aukštesniuosius porius, reikia pastarieji pakeisti žemesniaisiais poriais ir tada taikinti tą lygtį.

Pakeitimo pavyzdys.

Duota trijų narių nesavaimingai suverta grandinė, tų narių vienas - aukštesnysis poris.

Esamąją grandinę keičiame grandine O_1ABO_2 jau iš 4 narių. Įvestas vienas naujas narys AB; A ir B yra profilių kreivumo apskritimų centrai; jeigu būtų buvę h_n nesavaimingai suvertų grandinių, tai narių skaičius būtų padidėjęs h_n skaičiumi



brėž. 12.

Kai yra h_s aukštesnieji poriai savaimingai suverti, tada pakeičiant tuos porius gaunama 2 kartus daugiau (brėž.13) priedo žemesniųjų porių, t.y. $2h_s$.

Gauname prigulmybes, rišančias narių ir sukesio porių skaičių.

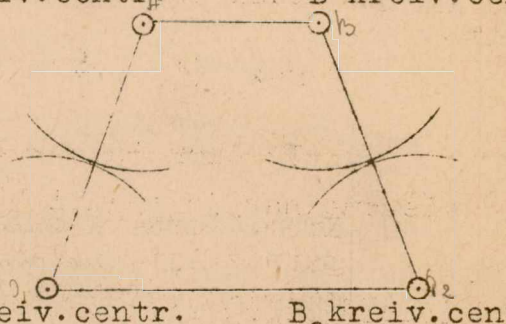
$$n^1 = n + h_n + 2h_s$$

$$g^1 = g + 2h_n + 4hs.$$

$$2g^1 - 3n^1 + 4 = 0 \quad \text{arba}$$

$$h_n + 2h_s + 2g - 3n + 4 = 0$$

$$1.h + 2g - 3n + 4 = 0 \quad (9).$$



brėž.13.

II. MECHANIZMŲ KLASIFIKACIJA.

Aukščiau išdėstytos mašinos, mechanizmo, kinematinės grandinės kinematinių porių ir elementų sąvokos buvo duotos žinomo mokslininko inžinieriaus Reuleaux; (gimė 1829.IX.30 - mirė 1905.VIII.2).

Jo nuomone mechanizmų pažinimas turi išeiti iš kinematinių grandinių nagrinėjimo. Pradedama nuo prastųjų kinematinių grandinių; iš jų gaunama eilė mechanizmų, tai keičiant grandinės atskirų narių kakliukų dydžius, tai darant stovais vis kitą grandinės narį, tai keičiant vienus kinematinius porius kitais. Toliau eina sudėtingesnės grandinės. Iš tokio taško matymo išeinant vis tik pasirodė nepraktiška klasifikuoti mechanizmus.

Dabar priimta klasifikacija pasiūlyta mokslininko Willis'o; čion pagrindan padėtas vedančiojo ir vedamojo grandinės narių greičių kitimo būdas; būtent jų greičių dydžių ir krypčių santykiai. Be to, klasifikuojant priimtas dėmesin judėsio perdavimo būdas nuo vedančios grandinės vedamajai grandžiai: būtent 1) tiesioginių tų grandžių prisilytėjimu, 2) standžios jungties pagalba, 3) lankstaus ar skysto kuno pagalba.

ELEMENTARINIŲ PAVAROS MECHANIZMŲ WILLIS'o KLASIFIKACIJOS

L E N T E L Ė

Klasės / Skyriai	K l a s ė A	K l a s ė B	K l a s ė C
	Pagrindinių[x] grandžių greičių kryptis pastovi.		Papr.gr.greičių kryptis kintama
	Pagrindinių grandžių gr.dydžių santykis pastovus	Papr.gr.greičių dydžių santykis kintamas	Papr.gr.greičių dydžių santykis pastovus ar kintamas
I Skyrius Tiesioginis pagrindinių grandžių lietimasis	Frikcinės, cilindrinių, kūginių ir slieko pavaros	Neapskritų krumpliaračių pavara: eliptiški ratai. Ekscentriški, nepilnu dantų skaičiumi ratai. Dantyti apskritimo lankai	Ekscentrikai; gumbai (kulaki, Nocken).
II skyrius Tarp pagrindinių grandžių kieta jungtis	Krumpliaračių eilės: paprastoji, sudėtingoji, grįžtamoji ir epiciklinė. Lygiagretus skriejikai.	Antilygiagretus skriejikas. Guko šarniras.	Skriejikas - švaistiklis - čiaužyklis ir jo atmainos. Tiesia linijinio judesio šarnirinės kreipiamosios.
III skyrius	Skrysčiai, diržų, lynų, grandinių pavaros	Kūginiai suktuvai	Skriejikas - virvė ant nejudomo skridinio - sunkis. (retai pasitaikantis pavyzdzs).

x) Pagrindinėmis mechanizmo grandimis vadinama varančiąją ir varomąją grandis.

Šioje lentelėje išvardinti tik dažniau pasitaikantieji mechanizmai.

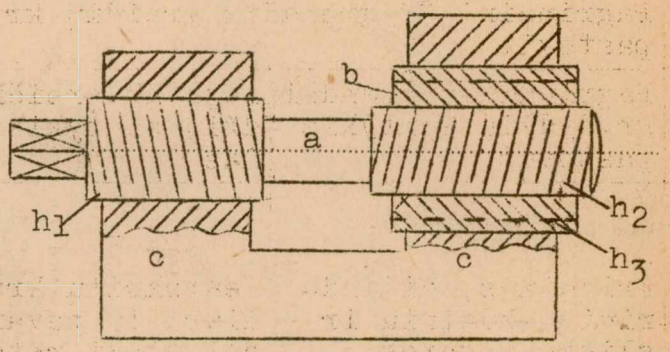
3. Metodui Reuleaux pailiustruoti mes atskirai panagrinėsime mechanizmus gaunamus iš trigrandies ir keturiagrandies grandinių.

Trigrandę grandinę mes imsime, susidedančią iš trijų sraigtinių porių, turinčių bendrą sukimosi ašį;

Patikrinsime šio mechanizmo judėsio priverstinumą ir panagrinėsime kai kurias praktikoje vartojamas to mechanizmo atmainas.

Turime tris sraigtinius porius: ac, ab ir bc.

Duoti sraigtų žingsniai, atatinkamai h_1, h_2, h_3; dešinio sriegio žingsnį skaitysime teigiamu, kairio sriegio - neigiamu; mūsų atsitikime tegul bus atitinkamai h_1, - h_2, h_3.



brėž.14.

Pasuksime grandinės narį sraigtą a atžvilgiu nario c laikradžio rodyklės kryptimi kampu Q_{ac}; jeigu sraigto a ir antroje vietoje ~~vietoje~~ būtų sriegis to paties žingsnio, tai narys b nejudėtų; bet kadangi žingsnis kitoks, tai narys b turės pajudėti ir mūsų atvejuje turės suktis slenkdamas atgal, kadangi b sriegis kairysis; narys b turi išorinį dešinį sriegį, tai prie tokios slenkimo krypties turės suktis prieš laikrodžio rodyklę, atžvilgiu dalies c. Tarpusavio pasisukimo kampų suma visuomet bus lygi nuliui, kadangi dalis c iš vieno daikto padaryta, t.y.

$$Q_{ac} + Q_{ba} + Q_{cb} = 0 ; \qquad (10)$$

Priėmę dėmesin šiuos pasisukimo kampus ir žingsnius h_1, h_2, h_3 gausime perstumas

$$S_{ac} = h_1 \cdot \frac{Q_{ac}}{2\pi} ; \quad S_{ba} = h_2 \cdot \frac{Q_{ba}}{2\pi} ; \quad S_{cb} = h_3 \cdot \frac{Q_{cb}}{2\pi} .$$

Perstumų suma bus taipogi lygi 0, t.y. $h_1 \cdot Q_{ac} + h_2 Q_{ba} + h_3 Q_{cb} = 0$; (11

gaunama 2 lygtis, rišantis tris kampus; jei vieną kampą duosime, tai kiti kampai bus rasti. Matome, kad turime priverstiną judėsį.

Praktikoje šis mechanizmas nevartojamas, o vartojamas jo atmainos:

1. Paverčiame vieną sraigtinį porį slenkamuoju, būtent cb (br.15) tada $h_3 = \infty$; $Q_{cb} = 0$ (riboje), bet pasislenkimas lieka lygus

$$\frac{Q_{cb}}{2\pi} \cdot h_3 = S_{cb} \quad (12) \quad \text{iš} \quad Q_{cb} \cdot h_3 = S_{cb} \cdot 2\pi \quad \text{(riboje)}$$

Lygtis (10) ir (11) pavirsta į $Q_{ac} + Q_{ba} = 0$;

$Q_{ac} \cdot h_1 + Q_{ba} h_2 + 2\pi S_{cb} = 0$; iš jų randame $S_{cb} = -\frac{Q_{ac}}{2\pi}(h_2 + h_1)$, jei h_1 ir h_2 - priešingų krypčių, tai $S_{cb} = \frac{Q_{ac}}{2\pi}(h_2 - h_1)$. (vagonų sąkabos).

2. Paverčiame vieną sraigtinį porį sukamuoju, antrą gi porį slenkamuoju (brėž.16); tada

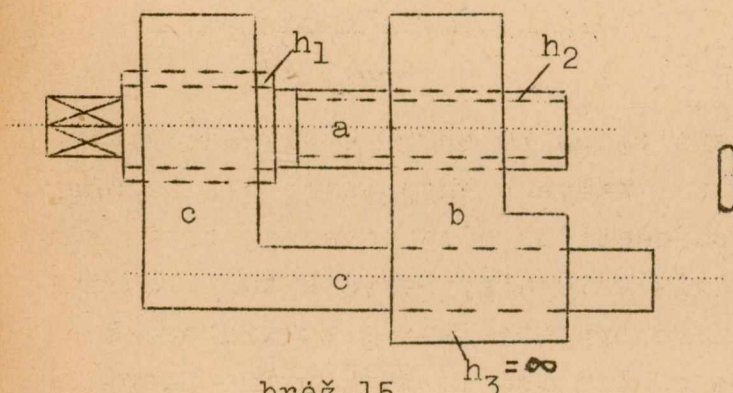
$h_1 = 0$; Q_{ac}; $S_{ac} = 0$; h_2; Q_{ba}; $S_{ba} = \frac{Q_{ba}}{2\pi} h_2$; $h_3 = \infty$; $Q_{cb} = 0$; $Q_{cb} h_3 = S_{cb} 2\pi$.

Lygtis 10 ir 11 atrodo taip:

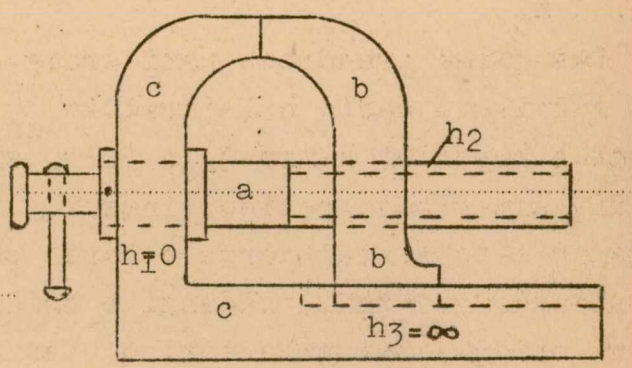
$$Q_{ac} + Q_{ba} = 0 \qquad Q_{ba} h_2 + 2\pi S_{cb} = 0$$

iš čia randame

$$S_{cb} = \frac{Q_{ab}}{2\pi} h_2 = \frac{Q_{ac}}{2\pi} h_2; \qquad (13).$$



brėž.15.

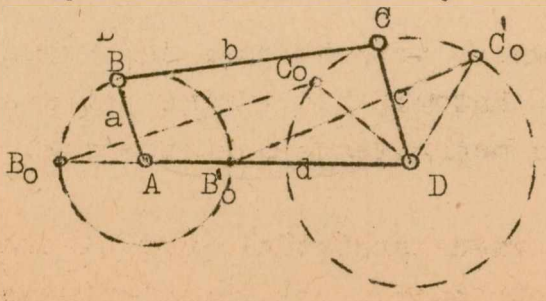


brėž.16.

III. PLOKŠČIAS ŠARNARINIS KETURIAŠONIS.

1) Keturių sukamųjų porių lygiagretainis, ašimis suvaerta kinematinė grandinė, sudaro vadinamąjį plokštų šarnirinį keturiašonį. Jis turi keturias grandis; kaskart darant vis kitą grandį stovu gauname keturius mechanizmus.

Grandis prieš stovą vadinasi <u>švaistuokliu;</u> grandis prie stovo vadinasi <u>skriejiku,</u> kai gali padaryti pilną apsisukimą apie savo ašį, - <u>svertu,</u> kai tegali tik svyruoti apie savo ašį.



brėž.17.

Teorema Grashofo nusako sąlygas, kada keturiašonis turi skriejiką. Žymime grandis: a, b, c, d kaip parodyta brėžinyje 17; jei galimos padėtys AB_oC_oD ir $AB^1{}_oC^1{}_oD$, tai narys a yra skriejikas; tada

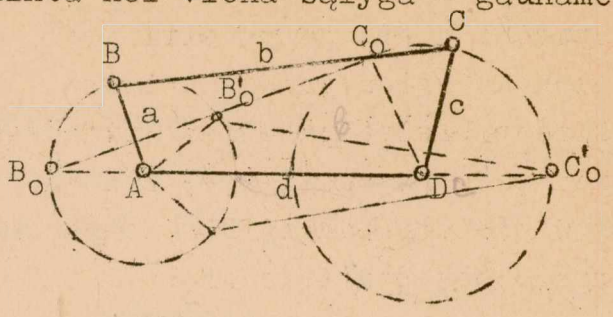
$a + d < b + c$ ir $d - a > b - c$; Jei patenkinta tik viena sąlyga, tai turėsime dvišonį svertą, kai nepatenkinta nei viena sąlyga - gauname vienašonį svertą.

Dvišonis svertas a

$$a + d < b + c \qquad (14)$$

$a + b > d + c$ arba

$$d - a < b - c \qquad (15)$$



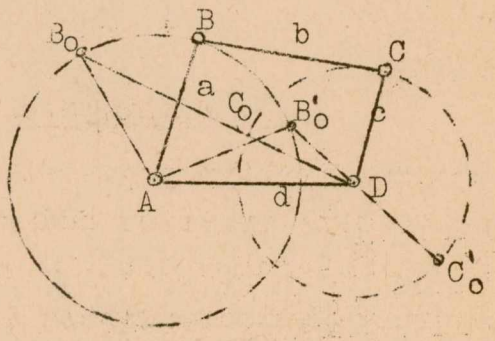
Brėž.18.

Vienašonis svertas

$$a + d > b + c \qquad (16)$$

$$d - a < b - c \qquad (17)$$

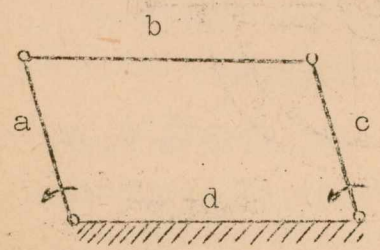
Tuos pačius išvedžiojimus galėtume pritaikinti ir kitą narį stovu padarę.



Brėž.19.

Atskiri atsitikimai.

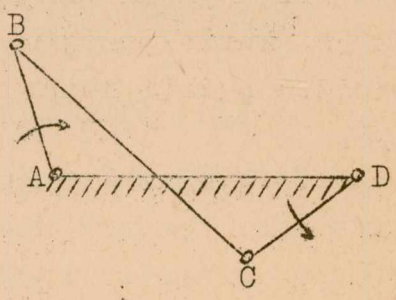
$a = c$; $b = d$;



Brėž.20.

Dvejybinis lygiagr.skriejikas.

$W_a = W_c$



Brėž.21.

Antilygiagretus skriejikas.

$W_a \neq W_c$.

2. Negyvosios arba neapibrėžtosios mechanizmo padėtys.

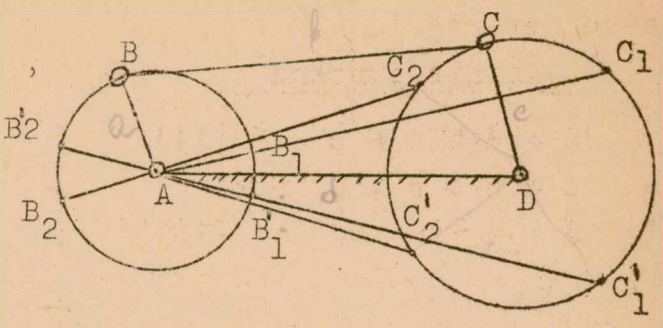
Kai mechanizme vienas narys veda, visi kiti nariai, išskyrus stovą, daro apibrėžtus judėsius; bet būna padėtis, kada kitas narys prie stovo gali įgauti du skirtingus judėsius; tada ir likusieji nariai žinoma, gaus jau kitus judėsius (be vedančiojo nario ir stovo). Tokia nario padėtis vadinama negyvoji arba neapibrėžtoji padėtis, taip pat vadinama ir viso mechanizmo padėtis.

Nagrinėjant negyvosios padėties klausimą, reikia aiškiai turėti galvoje, kuris narys veda.

Vedantis narys C. Imame padėtį DC_2: tada taškai C_2AB_2 sudaro

tiesiąją; kai narys C iš padėties C_2D eis į dešinę, narys a iš padėties AB_2 galės eiti ar vienon ar kiton pusėn; tai ir bus neapibrėžta padėtis. Kita tokia padėtis susidarys, kai narys C ateis į padėtį DC_1, tada narys a bus padėtyje AB_1.

Jei vedantis narys būtų A; neapibrėžtųjų padėčių nesusidarytų.



Brėž.22.

3. Būdai pereiti per neapibrėžtas padėtis.

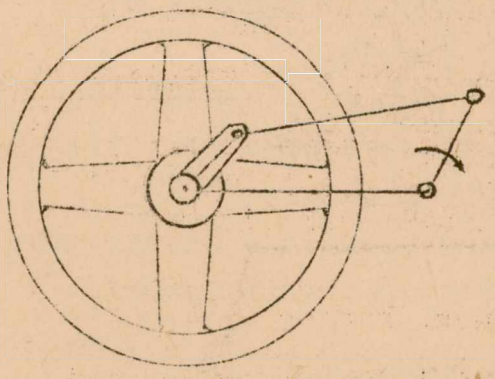
Kad įvykdyt priverstinumą, pereinant per negyvąsias padėtis, galima vartoti įvairius būdus; dažniau pasitaiko šie būdai:

1. Jėgos pagalba: - smagračio pavartojimas; besisukantis smagratis drauge su patenkančią į negyvąją padėtį dalimi gavo inercijos jėgą reikiamoj kryptyje veikdamas perveda per nepibrėžtas padėtis.

2. Kinematinės grandinės pagalba.

Prijungiamas antras mechanizmas, kurio perėjimas per neapibrėžtą padėtį nesupuola su pirmojo.

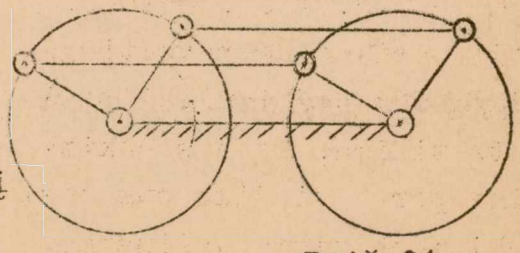
Pavyzdys - g-žiai.



Brėž.23.

3. Papildomo kinematinio porio pagalba.

Prisiartinant mechanizmui prie negyvosios padėties susiveria į porį du elementai, kurių kiekvienas priklauso kitam nariui, ir jie priverčia reikiamoj krypty pereiti per negyvąją padėtį.



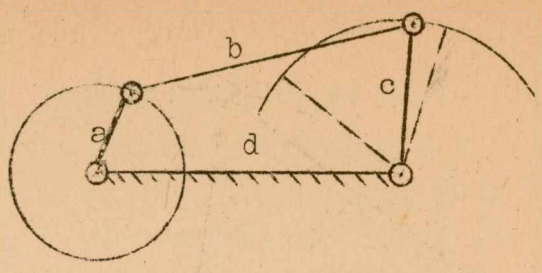
Brėž.24.

4. Šarnirinio keturiašonio pavertimas kitais keturiagrandžiais mechanizmais, išplečiant kakliukus.

Atsitikimas, kada c < d. Brėž.25 - 28 rodo vieno sukėsio porio (c, d) pavertimo eigą į slenkamąjį porį. Grandis c svyruoja, kai skriejikas a daro pilną apsisukimą.

Porio (cd) kakliukas c tiek išplėstas, kad apėmė grandį c ir jos capfą poryje (cb). Grandžių c ir d reliatyviam judėsy niekas nepasikeitė. (Br.26).

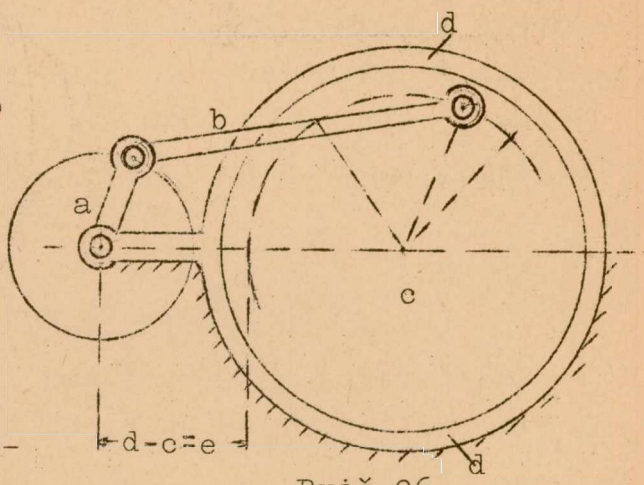
Kakliukas C svyruoja, kai skriejikas a daro pilną apsisukimą.



Brėž.25.

Vietoje kakliuko C svyruoja jo tinkamos formos gabalai atatinkamoje išpiovoje nario d. (Br.27).

Sukėsio centras C atžvilgiu d lieka tas pats, kaip ir anksčiau.

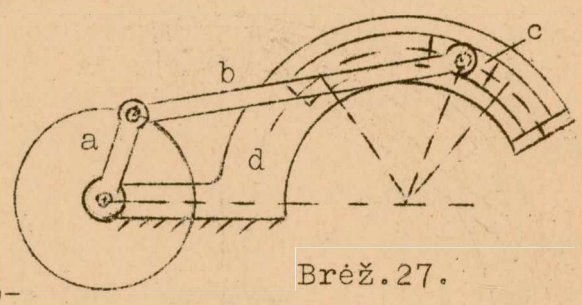


Brėž.26.

Sukėsio centras begalo nutolsta, išpiovos forma virsta iš kreivosios į tiesiąją. Sukėsio vietoje poris (cd) įgauna slenkamąjį judėsį; jo kryptis neina per sukesio porio (ad) centrą. (Br.28).

Gavome vadinamąjį necentrinį (dezaksialinį) skriejiko švaistiklio čiaužiklio mechanizmą.

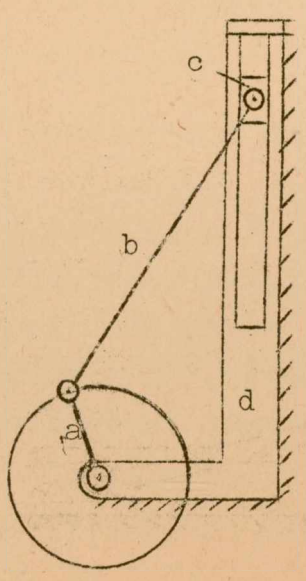
Tokį mechanizmą sutinkame automobilių ir lėktuvų varikliuose.



Brėž.27.

Atsitikimas, kada c = d.

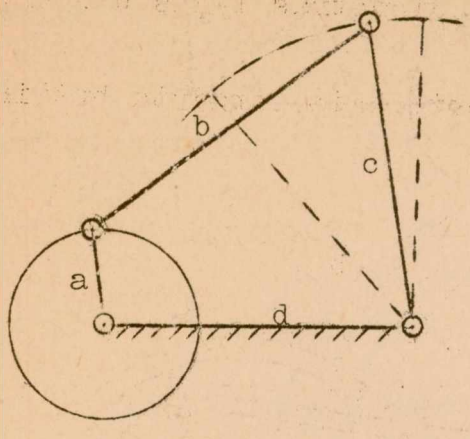
Braižinėliai 29 - 32 rodo atsitikimą, kada c = d; tada, matome, kad sukamojo porio (cd) pavertimas slenkamuoju duoda dažniausiai pasitaikantį atsitikimą, kada slenkimo kryptis eina per skriejiko sukimosi centrą. Tokį mechanizmą vadinsime tiesiog skriejikas - švaistiklis - čiaužyklis.



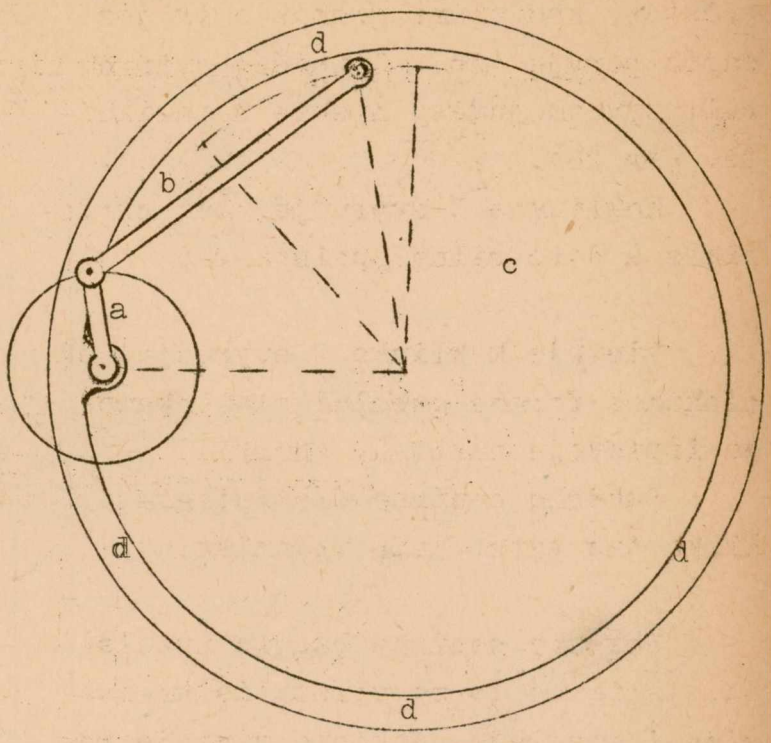
Brėž.28.

Išplečiame kakliuką sukesio poryje (ab) mechanizmo skriejikas - švaistiklis - čiaužiklis (br.33,34).

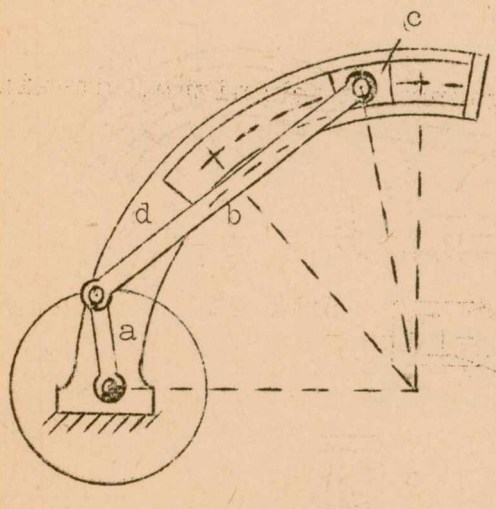
Sukesio porio (ab) kakliukas tiek išplėstas, kad apima skriejiką ir kakliuką, porio (ab).



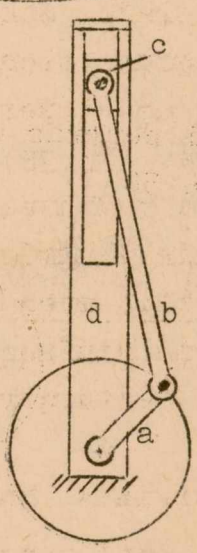
Brėž.29.



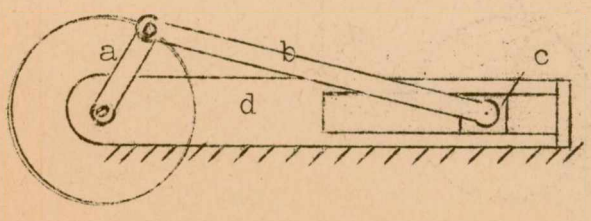
Brėž.30.



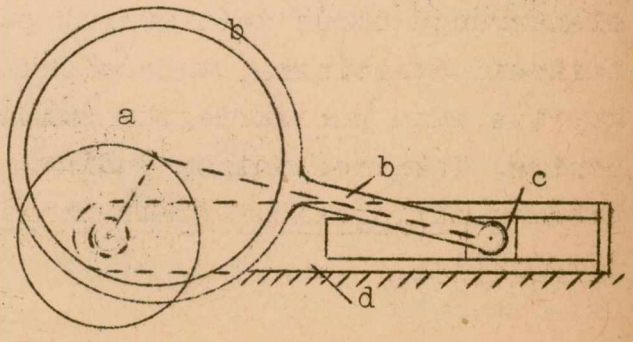
Brėž.32.



Brėž.31.



Brėž.33.

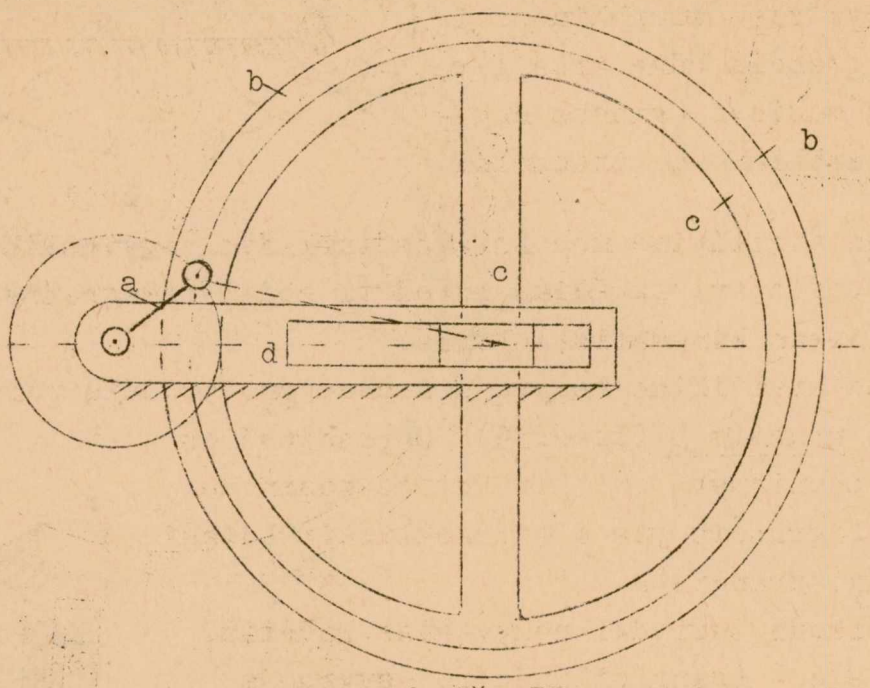


Brėž.34.

Gauname vadinamąjį ekscentriko mechanizmą.

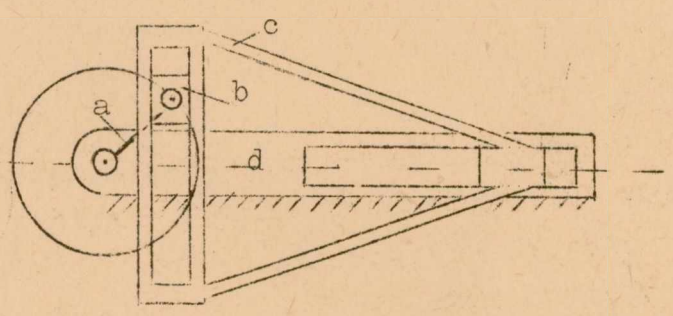
Mechanizmo skriejikas - švaistyklis - čiaužiklis sukesio porio (bc) plečiame kakliuką elemento c tiek, kad jo diametras lygus b ; br. 35 - 37.

Tada mes galime paversti kitokiu būtent, kaip parodyta brėžinyje 35.



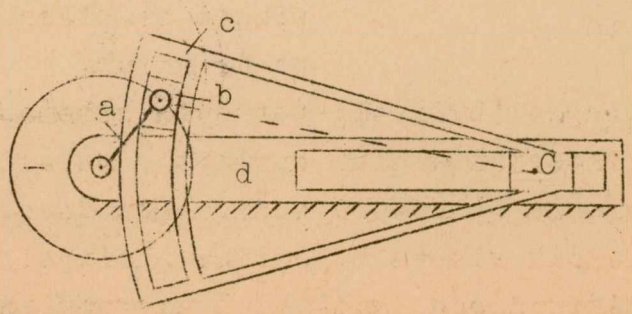
brėž. 35.

Kai centras C nutolsta begalybėn, gauname mechanizmą, atvaizduotą brėžinyje 36.



brėž. 36.

Šitas mechanizmas vadinasi 3) skriejikas - čiaužiklis - čiaužiklis brėž. 37.

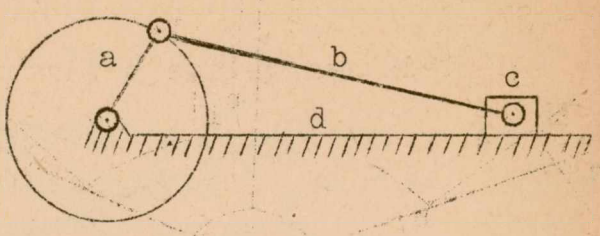


brėž. 37.

5. Mechanizmai gaunami iš keturiagrandies grandinės: skriejikas švaistiklis čiaužiklis. Darydami kaskart kitą grandį stovu gausime štai kokius keturius mechanizmus:

Stovas grandis d (brėž.38)

Labai dažnai taikomas mechanizmas. Jį randame garo mašinoje, vidaus degimo varyklyje, siurbliuose ir kitur. Varanti grandis būna arba 1) c, arba 2) a (garo mašinos, vidaus degimo varyklio, siurbliai nuo transmisijos



brėž. 38.

Pirmame atsitikime mechanizmas turi dvi negyvąsias padėtis, per kurias pereiti vartojami aukščiau nurodyti būdai (smagratis, kinematinė grandinė, papildomas kinematinis poris).

Antrame atsitikime negyvųjų mechanizmo padėčių nėra.

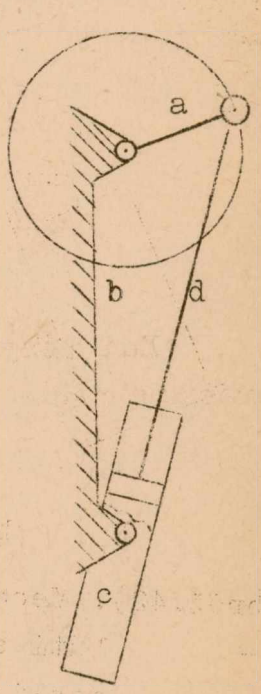
Stovas grandis b (brėž.39). Svyruojančios garo mašinos mechanizmas, esti ir kitose mašinose.

Varanti grandis yra d (stumoklis ir kotas)

Varomoji grandis a.

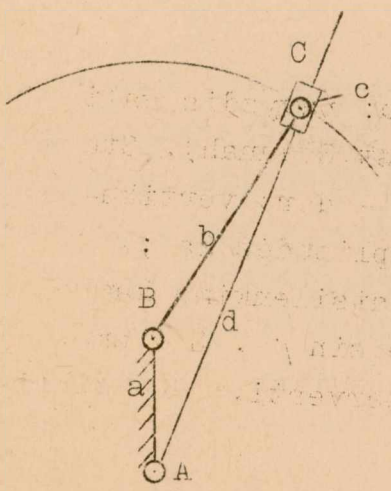
Mechanizmas turi dvi negyvąsias padėtis.

Grandis c - (garo cilinderis) svyruoja ant kakliukų, kurie remiasi į stovą b.



brėž. 39

Grandis a stovas (brėž. 40)



brėž. 40

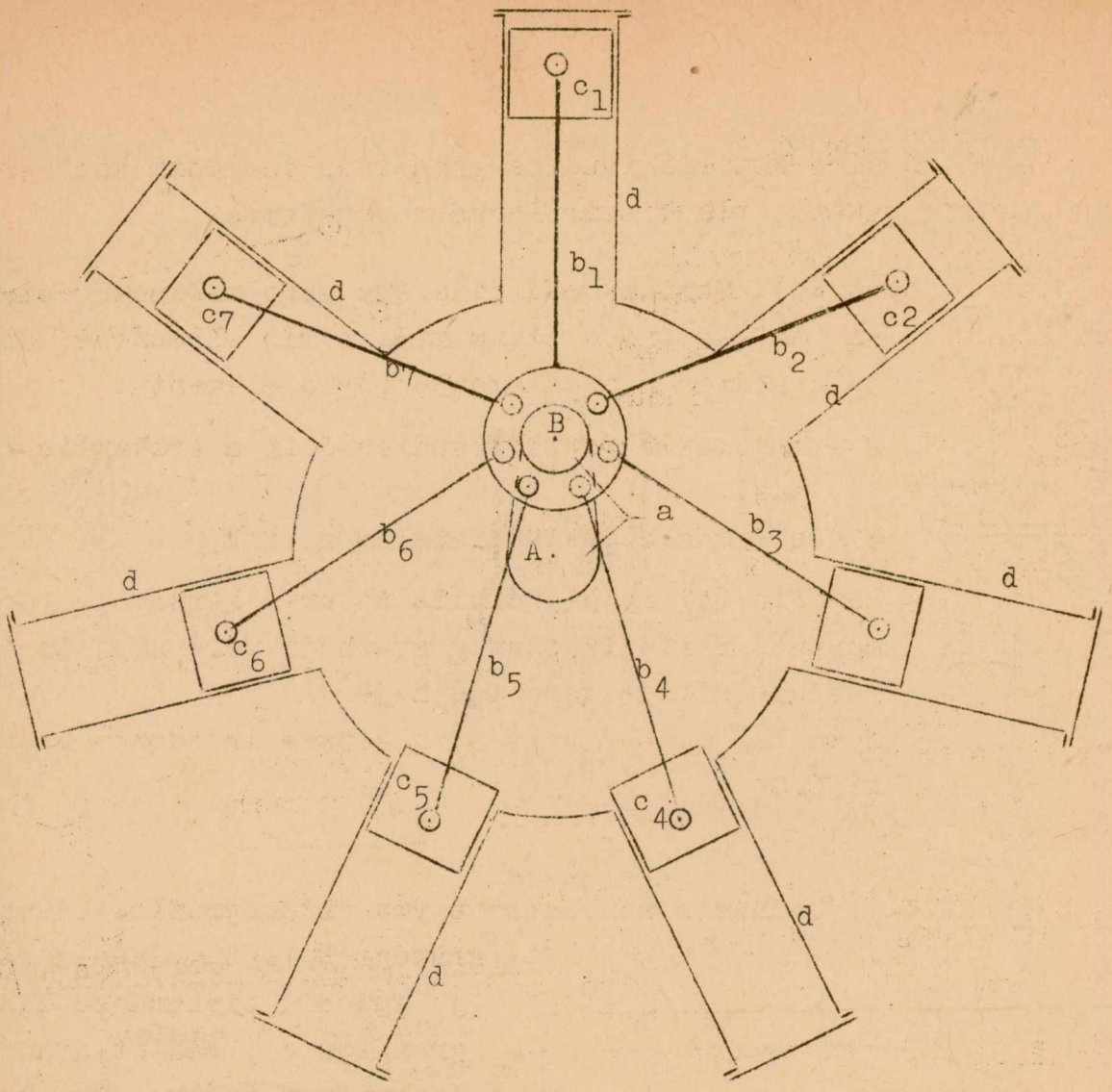
Varanti grandis - b ; varomoji grandis yra d ;

Mechanizmas vartojamas drožiamuose staklėse, aviacijos varykliuose ir kitur.

Žemiau brėžinyje (brėž.41) parodyta schema aviacijos varyklio. Septyni cilinderiai kietai sujungti, sukasi apie ašį A, sudarydami grandį d. Kiekvienas stumoklių sudaro grandį c.

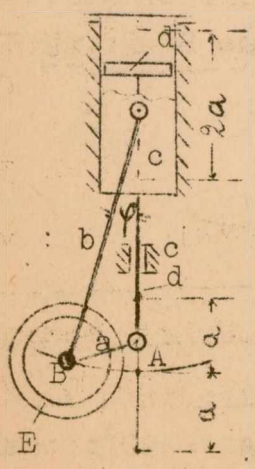
Švaistuoklių tik vienas b, galima skaityti prijungtas prie gradies a taške B tam tikru žiedu, kiti gi švaistuokliai prijungti prie to paties žiedo tam tikroje tvarkoje kiek konstrukcija leidžia arčiau prie taško B, nes visus prijungti prie taško B nėra galimybės.

VYTAUTO DIDŽIOJO UNIVERSITETO BIBLIOTEKA
Inv. Nr. A-146207(5)



brėž. 41.

Stovas grandis C (brėž.42). Mechanizmas vartojamas rečiau; pavyzdis gali būti siurblys - švytuoklis (sist.Staunah). Stumoklis ir jo kotas - grandis d - daro vertikalius slenkamuosius judėsius amplitudės 2a ; grandis b švytuoja didžiausiu atsilenkimo kampu φ gaunamu iš lygties a = b sin φ . E - smaratis per negyvąsias padėtis pervesti.



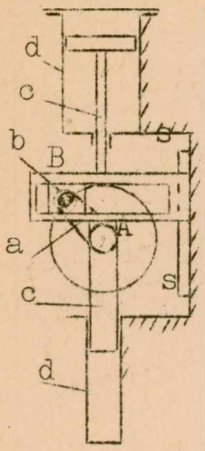
Brėž.42.

6. Mechanizmai gaunami iš keturiagrandies grandinės: skriejikas, čaiužiklis, čiaužiklis.

Šitas mechanizmas (žiūr. brėž.37) turi grandį a dviejų sukamųjų porių elementų, grandį c dviejų slenkamųjų porių elementų, grandis b ir d vieno sukamojo ir vieno slenkamojo porio elementų; šias pastariasias grandis darant stovais, mes gausime vienodus kinematinio žvilgsniu mecha

nizmus; todėl iš šios keturiagrandies grandinės darydami kas kart naujas grandis stovais gausime tik 3 skirtingus mechanizmus.

Stovas d ar b (brėž.43). Sutinkame nedidelėse garo mašinose, siurbliuose. ss - stovo d slenkamojo porio elementas, dirbantis su grandies c slenkamuojo porio elementu.



brėž. 43.

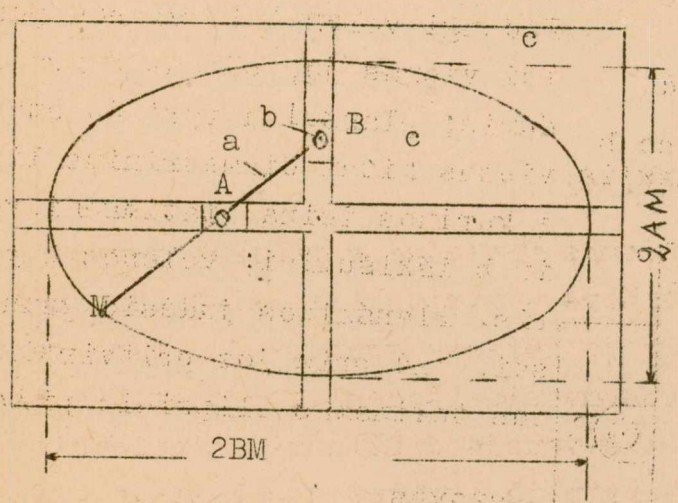
A - sukamasis poris grandies d ir a (pakaklis ir velenas).

B - sukamasis poris grandies a ir b.

Rėmelis (c) ir čiaužiklis b turi slenkamojo porio elementus. Skriejikas suka svarbųjį veleną, kaip ir kiekvienoje kitoje garo mašinoje.

Toks pat mechanizmas būtų gautas ir darant stovu grandį b.

Stovas C (brėž.44). Gaunamas mechanizmas yra elipsografas. Čiaužykliai, grandys b ir d , juda slenkamuoju judėsiu tinkamuose lizduose grandies c , vedant grandžiai a. Kiekvienas taškas surištas su grandimi a , jei ten patalpinti paišelį , rašys elipsį. Elipsio pusašis brėžinio rodomu atsitikimu bus BM ir AM.



brėž. 44.

Stovas a (brėž.45). Kampas ∠ AOB statusis; grandis b ir d sukasi apie nejudomas ašis B ir A pastoviu kampiniu sukėsio greičiu: iš brėžinio matome: $\alpha + \beta = 90^{\circ}$; pasisukus turime

$$\alpha + x + \beta - y = 90^{\circ}.$$

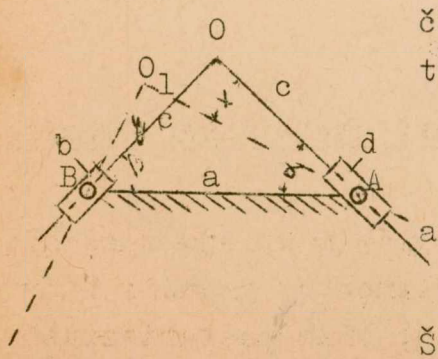
$$\alpha + \beta = \alpha + x + \beta - y$$

arba

$$x - y = 0 \quad \text{t.y.} \quad x = y ;$$

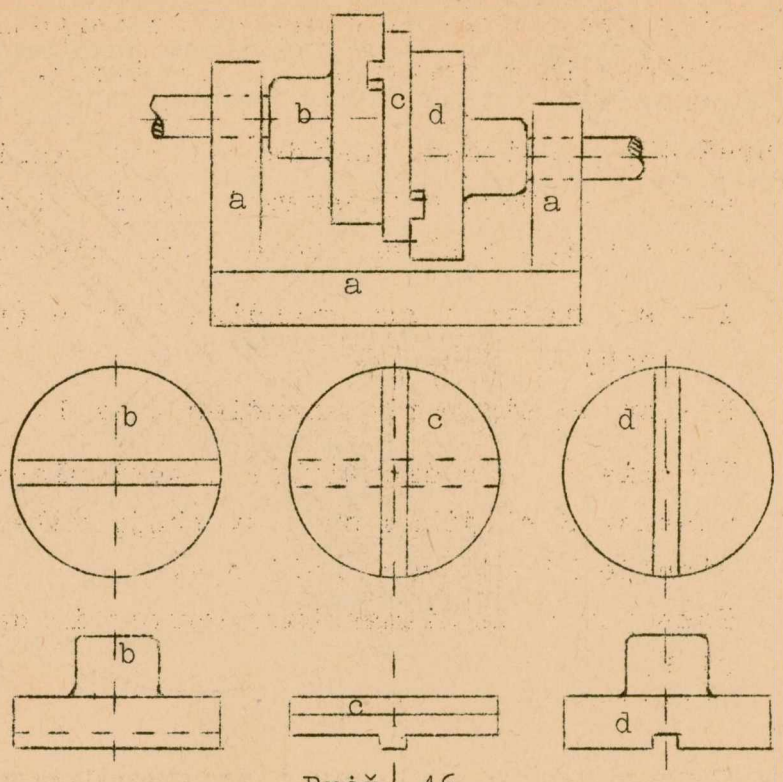
mova/

Šį mechanizmą turi Oldgemo/(brėž.46) /Oldham/ ir staklės Leonardo da Vinci (brėž.47).



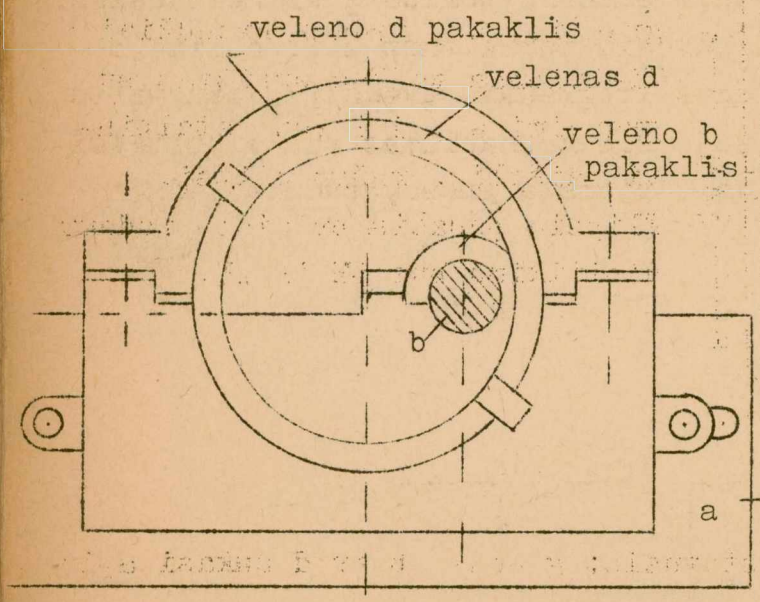
Brėž.45

Mova Oldgemo.

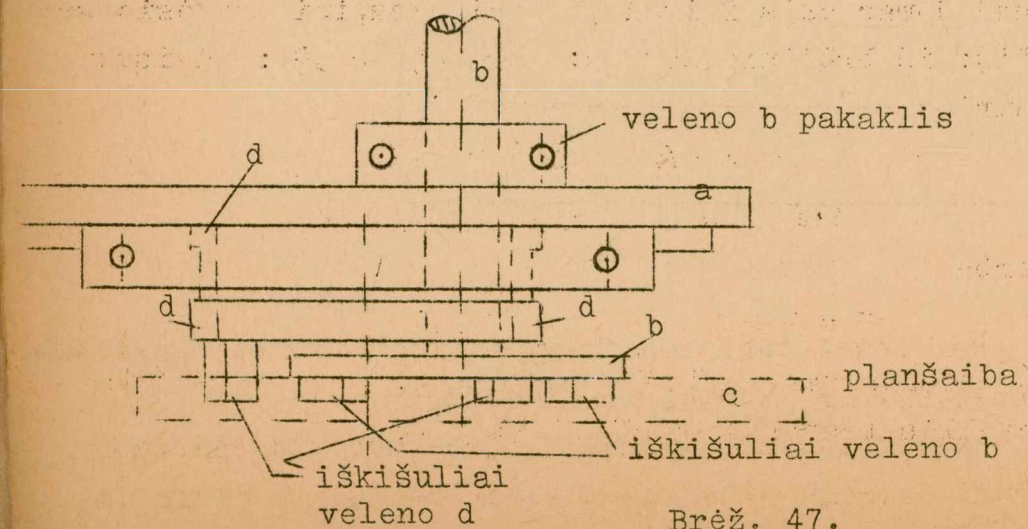


Brėž. 46.

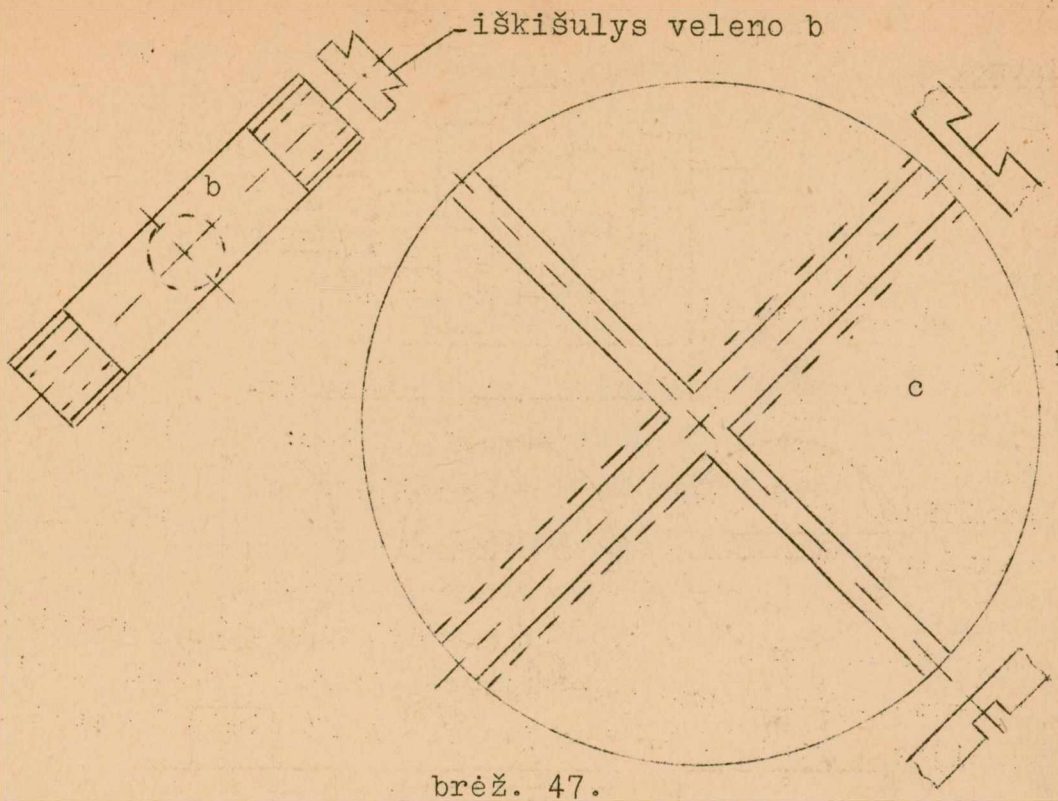
Staklės Leonardo da Vinci ellipsinio piūvio cilindrams tekinti (br.47).



Kadangi velenai iš vienos pusės, tai vienas jų, būtent d yra dikaviduris; planšaiba turi du statmenus vienas kitam diametrinius lizdus, į kuriuos įeina atatinkami veleno d ir b iškišuliai; velenas b yra varantis. Planšaibos judėsis gaunasi toksai, kad prie jos pritvirtintas daiktas tekinamas elipsinio piūvio.

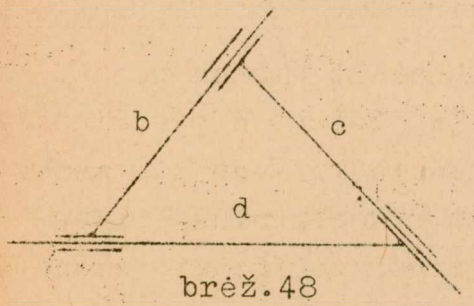


Brėž. 47.



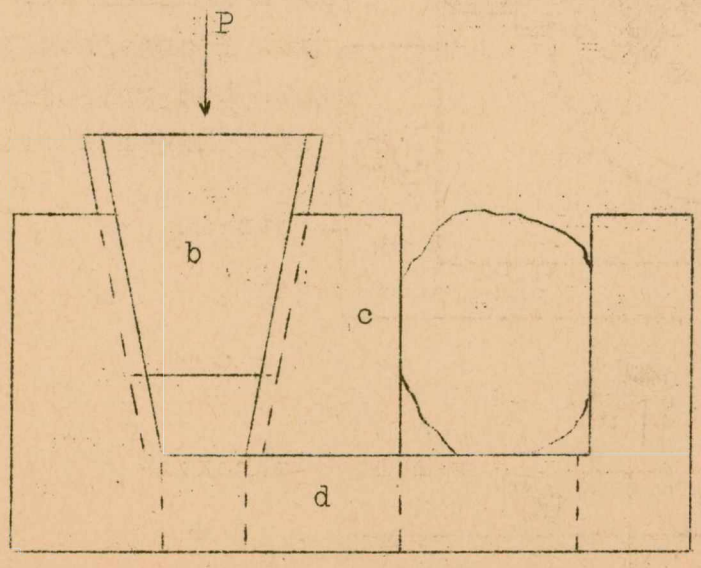
brėž. 47.

7. Keturiagrandies grandinės pavertimas į trigrandinę vien slenkamųjų porių (brėž.48).



brėž.48

Pavertus tris sukesio porius į slenkamuosius, ketvirtas sukesio poris tarp a ir d liko nebereikalingas ir grandis à sudarė vienetą su d. Praktikoje šis mechanizmas randa pritaikinimą pavidale pleišto preso, suverto jėga P (brėž.49).



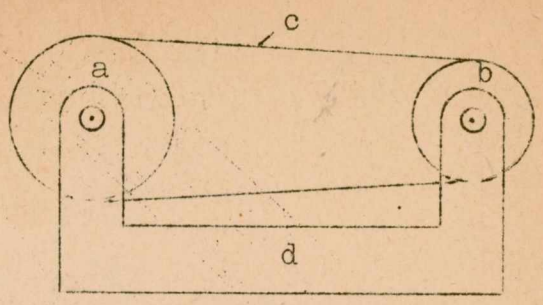
brėž. 49.

8. Iki šiol mes grandinėje turėjome tik kietus kūnus; bet gali joje būti ir lankstūs (brėž.50) ir skystūs ir dūjų kūnai.

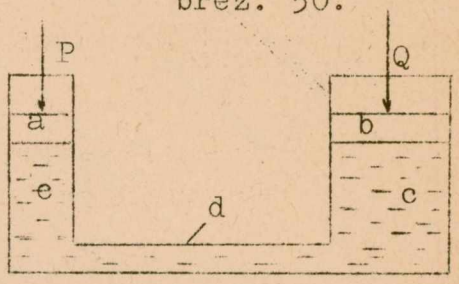
Diržų pavara - keturiagrandė grandinė, jėga suverta (diržas turi būti įtemptas). Turi du žemuosius sukamus porius (ad, b.d) ir du

lankstesniuosius porius (ac , bc).

Gidraulinis presas (brėž.51) keturiagrandinė turi du slenkamųjų porių (ad , bd) ir du aukštesniuoju poriu (ac ir bc).



brėž. 50.



brėž. 51.

9. Šituo baigsime gilaus ir vaisingo mechanizmams tirinėti Reuleaut metodo vaizdavimą.

Toliau mes nagrinėsime mechanizmų pagrindinius kinematinius elementus: greičius, greitėjimus, trajektorijas, momentinius sukesio centrus, poloidas.

Pradėsime šitą darbą nuo plokštųjų mechanizmų, būtent nuo keturiagrandžių šarnirinių grandinių dėstymo sumetimais šiame atvejuje ne visai prisilaikydami mechanizmų klasifikacijos lentelės. Toliau jau mes laikysimės lentelės.

IV. PLOKŠTIEJI ŠARNIRINIAI MECHANIZMAI

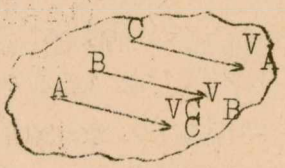
1. Grandžių ir šarnirinių taškų greičiai

Prisimename trumpai pagrindinias žinias iš visų plokštojo judėsio rūšių: sukamojo, slenkamojo ir sudėtingojo.

1. sukesys apie nejudomą tašką O (brėž.52); - kampinis sukesio greitis.

$V_B = \omega \cdot \overline{OB}$; $V_B \perp OB$

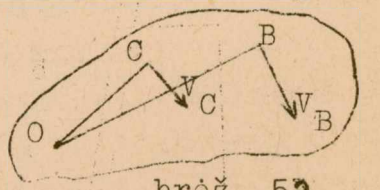
$V_C = \omega \cdot \overline{OC}$; $V_C \perp OC$.



brėž. 53

2. Slenkamasai judėsys (brėž. 53)

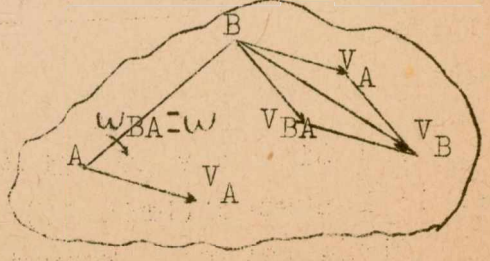
$V_B = V_A = V_C$; $\omega = 0$



brėž. 52.

3. Sudėtingas judėsys (brėž.54 - 55).

a. Taškų sistemos s kokio nors taško B greitį V_B nagrinėjame, kaipo geometrinę sumą visos taškų sistemos S slenkamojo judesio greičio V_A, lygaus duotam taško A greičiui V_A, ir sukamojo greičio taško B, atžvilgiu taško A = V_{BA}, t.y. $\overline{V}_B = \overline{V}_A + \overline{V}_{AB}$, kur $V_{BA} = \omega \cdot \overline{AB}$; = sistemos AB kampinis sukesio greitis apie savo momentinį sukesio centrą; gi $\omega_{BA} = \omega$;

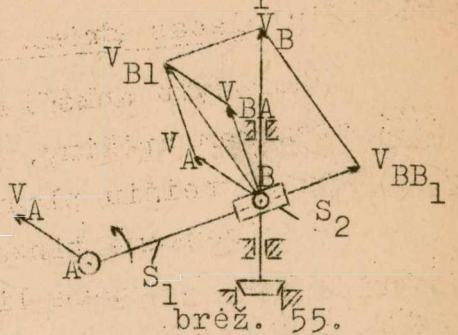


brėž. 54.

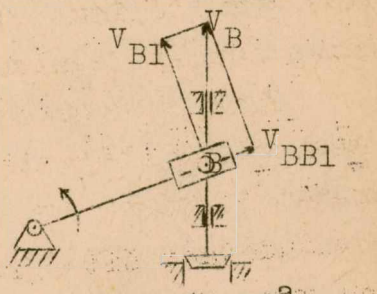
b) Sistemos S_2, judančios žinomu būdu atžvilgiu sistemos S_1, taško absoliutų greitį V_B nagrinėjame, kaipo geometrinę sumą reliatyvaus taško B judėsio greičio V rel. atžvilgiu sistemos S_1, ir pastarosios sitemos pernešamojo judėsio greičio

$V_{pern.}$ t.y. $\overline{V}_B = \overline{V}_{pern.} + \overline{V}_{rel.}$.

$V_{pern.}$ yra greitis taško B, priklausančio sistemai S_1 ir supuolančio momentu su tašku B sistemos S_2 pavadinsime jį V_{B_1}; šitą greitį galime išreikšti einant p.a. taip $\overline{V}_{B_1} = \overline{V}_A + \overline{V}_{B_1A}$. Toliau $V_{rel.}$ galime pavadinti, kaip greitį B atžvilgiu B_1 - V_{BB_1} ir tada $\overline{V}_B = \overline{V}_{pern.} + \overline{V}_{rel.} = \overline{V}_{B_1} + \overline{V}_{BB_1} = \overline{V}_A + \overline{V}_{B_1A} + \overline{V}_{BB_1}$;



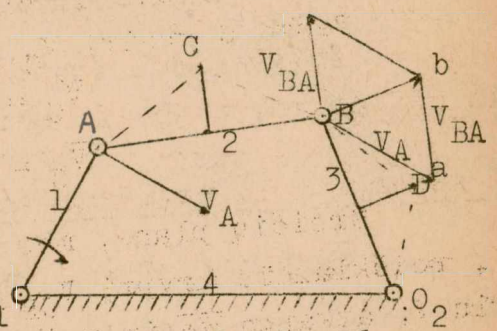
brėž. 55.



brėž. 55a.

2. Keturiagrandžio mechanizmo lankstinių (šarnirinių) ir kitų taškų greičių suradimas. (brėž. 56).

O_1ABO_2 (br.56) - plokščio keturiagrandžio mechanizmo schema. Duotas 1 grandies kampinis sukesio greitis ω_1; kitų grandžių taškų greičius turime surasti; kadangi grandinė atatinka priverstino judėsio sąlygas, tai rastieji greičiai bus vieninteliai galimi. Pirmučiausia surasime grandžių lankščių taškų A ir B greičius ir grandžių 2 ir 3 kampinius sukesio greičius ω_2 ir ω_3.



brėž. 56.

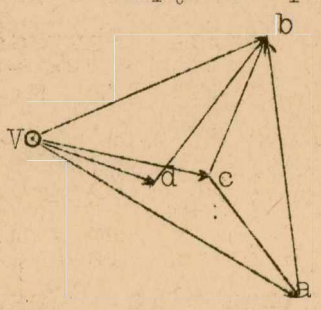
Taško A greitis $V_A = O_1A \cdot \omega_1$ ir brėžinyje jis atidėtas tam tikram mastelyje. Į taško B greitį galima žiūrėti kaipo į greitį taško priklausančio grandžiai 2, ar kaipo į greitį taško priklausančio grandžiai 3. Pirmuoju atveju taško B greitis, kaipo greitis sudėtingu judėsiu judančios taškų sistemos, bus geometrinė suma slenkamojo judėsio greičio V_A ir reliatyvaus taško B atžvilgiu A judėsio V_{BA}; mums žinomas greičio V_A ir dydis ir kryptis, o greičio V_{BA} tik veikmės linija ($\perp$ AB): jei žiūrėsime į tašką B, kaipo priklausantį grandžiai 3, kuri sukasi apie tašką O_2, tai žinosime greičio V_B veikmės liniją ($\perp O_2B$); šitos aplinkybės leidžia mums surasti greičio V_B dydį ir kryptį grafiniu būdu, kaip parodyta brėžiny, tam pačiame mastelyje kaip ir V_A, iš trikampio Bab; tam pačiame trikampyje randame ir V_{BA}; tų greičių žinojimas duoda mums galimybę surasti ir kampinius sukesio greičių dydžius, būtent:

$\omega_3 = \frac{V_B}{O_2B}$; $\omega_2 = \frac{V_{BA}}{AB}$; tų sukesio greičių kryptis aiškios iš atatinkamų linijinių greičių krypčių.

3. Greičių planas (brėž. 57).

Nurodytu anksčiau grafiniu būdu ieškant greičius patogiau tas daryti atskiram brėžiny, prisilaikant tam tikros tvarkos. Toksai brėžinys vadinasi greičių planu.

Pasirenkame tinkamoje lapo vietoje tašką V , vadinama, greičių poliumi. Iš jo išvedame liniją lygiagretę turimam brėžinyje 56 greičiui V_A arba ⊥ grandžiai O_1A ir pasirinktam mastelyje atidedame reiškiančią greitį V_A atkarpą $\overline{Va}$ ir ant jos statome trikampį Vab panašų Δ Bab (br. 56); jo kraštinės $\overline{Vb} \perp O_2B$, $\overline{ab} \perp \overline{AB}$; taipogi $\overline{Vb} = \overline{Va} + \overline{ab}$, kas atatinka $\overline{V}_B = \overline{V}_A + \overline{V}_{BA}$.



brėž. 57.

Panaudojant šitą greičių planą nesunku surasti priklausančių grandims ir kitokių, kaip lanksčių, taškų greičius, sakysim taško C priklausančio grandžiai AB ir taško D priklausančio grandžiai O_2B.

Taško C greitį V_C galime reikšti taip:

$$\overline{V}_C = \overline{V}_A + \overline{V}_{CA} \quad \text{ir}$$

$$\overline{V}_C = \overline{V}_B + \overline{V}_{CB}.$$

Greičių plane, mes išvedame $\overline{ac}$ reiškiančią kryptį $V_{CA} \perp AC$ ir $\overline{bc}$, reiškiančią kryptį $V_{CB} \perp BC$; jų persikirtimo tašką jungiame su poliu V; atkarpa $\overline{Vc}$ ir reikš greitį $\overline{Vc}$ tam pačiam mastelyje, kaip atkarpa $\overline{Va}$ reiškia greitį V_A; nes gautosios prigulmybės $\overline{V}_c = \overline{Va} + \overline{ac}$ ir $\overline{Vc} = \overline{Vb} + \overline{bc}$ atatinka anksčiau duotom prigulmybėm.

Tokiu pat keliu eidami surandame ir taško D greitį V_D greičių plane reiškiamą atkarpą $\overline{Vd}$; čion $\overline{db} \perp \overline{DB}$ ir $\overline{Vd} \perp \overline{O_2D}$.....

Greičių plano savybės.

Įsižiūrėję į greičių planą mes galime konstatuoti tokias jo savybes:

Polyje statome raidę V.

1. Einančios iš polio atkarpos reiškia absoliutus greičius; jų kryptis visuomet eina iš polio. Atkarpos gale statome mažą raidę, atatinkančią mechanizmo schemos didelę raidę.

2. Plano atkarpos neinančios per polių visuomet reiškia reliatyvius greičius; atkarpa turi galuose mažas raides taškų, kurių reliatyvų greitį reiškia sakysime: ab yra V_{BA}, ac - V_{CA} ir kryptis eina į

raidę, kuri greičio pažymėjime stovi pirmutinė sakysime $\overline{ac}$ kryptis eina iš a į c , t.y. į pirmą raidę (c) greičio žymėjime V_{cA}.

5. Mechanizmo nejudantieji taškai (lanksčių taškai O_1, O_2 ir momentiniai sukesio centrai) greičių plane turi atatinkamą tašką poliuje.

4. Mechanizmų schemų ir greičių planų masteliai

Ilgių mastelis: Brėžinio mastelis M : m ; brėžiniuose visus ilgius matuosime mm.

Technikinėje mechanikoje - ilgio vienetas mtr. Tikruosius ilgius matuosime metrais. Skaičių "m_l", rodantį, kiek tikrojo ilgio metrų yra brėžinio 1 m/m vadinsime skaičiuojamuoju ilgių masteliu ir rašysime su pavadinimu mtr/mm. Pavyzdžiui M 1 : 5 , tai "m_l" = 0,005 mtr/mm; bendrai jei M 1 : m tai tarp m_l ir m bus prigulmybė m_l = 0,001 m.m/mm.

Pav., AB = 75 m/m (iš brėžinio) M 1 : 20 ; m_l = 0,001 . 20 = = 0,02. $l_{AB} = AB \cdot m_l = 75 \cdot 0{,}02 = 1{,}5$ mtr.
mm . mtr/mm.

Greičių mastelis. Tegul 1 mm greičių plano braižinio atatinka m_v mtr/sec. greičio; m_v - greičių mastelis.

Tikrieji greičių dydžiai $V_A = Va.m_v$; $V_B = Vb.m_v$ ir t.t.

Greičių plano mastelio parinkimas.

Greičių planas paprastai pradedamas nuo vedančios grandies vedančiojo taško greičio. Tai dažniausia būna skriejiko lanksčio taškas. Tada mastelis parenkamas taip, kad atkarpa $\overline{Va}$ (vektorius) būtų kartotinis schemos skriejiko ilgio OA t.y. Va = n.OA; n parenkamas išbraižymo patogumo sumetimais.

Matome prigulmybę: $V_A = Va.m_v$; $m_v = \frac{V_A}{Va}$;

$Va = n.OA$; $V_A = \omega_1 \cdot (m_l OA)$; $m_v = \frac{\omega_1 \cdot m_l OA}{n.OA} = \frac{\omega_1 \cdot m_l}{n}$ (19)

Pavyzdž., $\omega_1 = 100 \frac{\text{apsis.}}{\text{min.}} = \frac{100.2\pi}{60} = 10{,}45 \frac{1}{\text{sec.}}$; mechanizmas išbraižytas masteliyje M 1 : 10; m = 10; m_l = 0,001.m.mtr/mm. Greičių plane n = 3; $m_v = \frac{m_l \cdot \omega_1}{n} = \frac{0{,}001.10.10{,}45}{3} = 0{,}0348$ m/mm sec. Greičio V_B - vektorius $\overline{Vb}$ = 50 m/m; $V_B = \overline{Vb} m_v = 50.0{,}0348 = 1{,}7$ mtr/sek.

5. Grandžių ir lankstinių (šarnirinių) taškų greitėjimai.

Ta pačia tvarka, kaip darėme su greičiais, prisiminsime pagrindinias žinias ir apie sistemos taškų greitėjimus.

Vartosime štai kokius pažymėjimus.

Greitėjimo normalinę dedamąją vadinsime W_n, tangentinę - W_t, o pilną greitėjimą - W, pridėdami taško pavadinimą, kai tie dydžiai

bus taikomi tam tikram taškui. Pav., taikoma taškui A ; tada turėsime atatinkamai: W_{An}, W_{At}, W_A.

Pernešamajam judėsy greitėjimą vadinsime W_p; reliatyviam - W_r. Coriolisio greitėjimą - W_c;

1. Sukėsio judėsys apie nejudomąjį tašką O. (brėž.58).

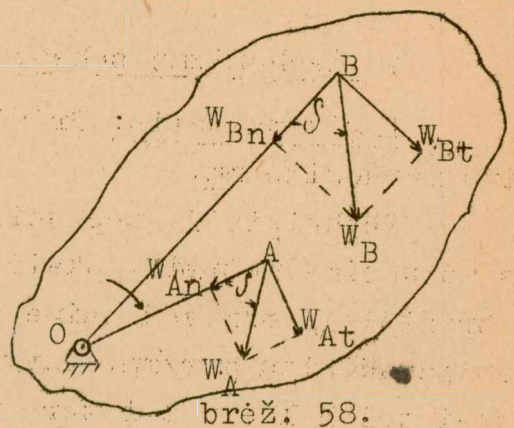
- kintamas didėjantis.

$$W_{An} = \overline{OA}.\omega^2 = \frac{V_A^2}{OA} .$$

$$W_{At} = \overline{OA} \cdot \frac{d\omega}{dt} .$$

$$W_A = \overline{OA}\sqrt{\omega^4 + \left(\frac{d\omega}{dt}\right)^2} \; ; \; W_B = OB\sqrt{\omega^4 + \left(\frac{d\omega}{dt}\right)^2}$$

$$tg\,\delta = \frac{W_{At}}{W_{An}} = \frac{\frac{d\omega}{dt}}{\omega^2} \; ;$$ kai ω = const , tada



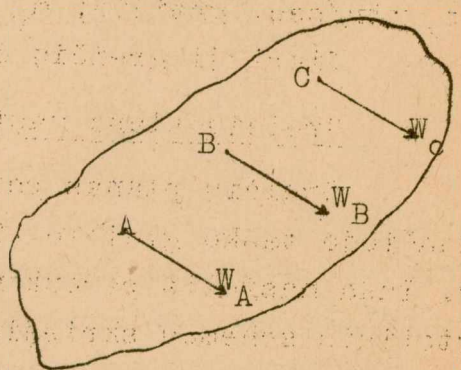
brėž. 58.

$\frac{d\omega}{dt} = 0$; $W_{At} = 0$; $W_A = W_{An}$; $tg\delta = 0$. $\delta = 0$. (judėsio pradžia, ar negyvoji padėtis svyravimo judėsy). Tada $W_{An} = 0$; $W_A = W_{At}$; $tg\delta = \infty$; $\delta = \frac{\pi}{2}$.

2. Slenkamasai judėsys (brėž. 59).

$W_A = // \; W_B = // \; W_C$.

$\omega = 0$; $\frac{d\omega}{dt} = 0$.



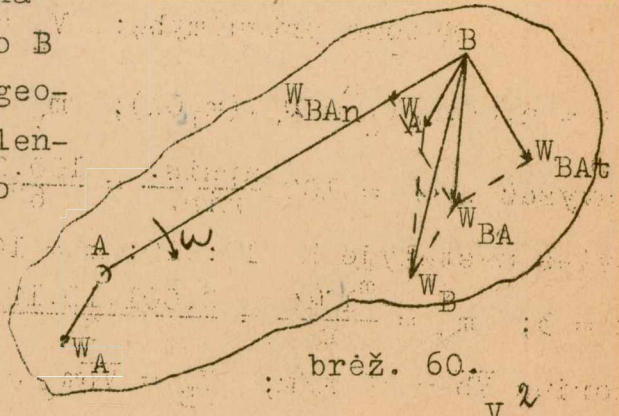
brėž. 59.

3. Sudėtingasai judėsys (brėž.60).

a. judėsys išdėstomas pernešamojo slenkamojo taško A judėsiu ir sukamuoju apie tašką A judėsiu. Tada taško B greitėjimas $\overline{W_B} = \overline{W_{Bp}} + \overline{W_{Br}}$, t.y. bus geometrinė suma greitėjimų pernešamam (slenkamam) judėsyj ir reliatyviam (sukesio taško B atžvilgiu A) judėsy.

$W_{Bp} = W_A$; $\overline{W_{Br}} = \overline{W_{BA}} = \overline{W_{BAn}} + \overline{W_{BAt}}$;

$\overline{W_B} = \overline{W_A} + \overline{W_{BAn}} + \overline{W_{BAt}}$.



brėž. 60.

Paprastai būna duota W_A , ω ir $\frac{d\omega}{dt}$. Surandame $W_{BA_n} = \overline{AB}\,\omega^2 = \frac{V_{BA}^2}{AB}$.

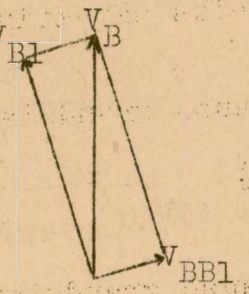
$W_{BA_t} = \overline{AB} \cdot \frac{d\omega}{dt}$ ir $W_{BA} = AB\sqrt{\omega^4 + \left(\frac{d\omega}{dt}\right)^2}$.

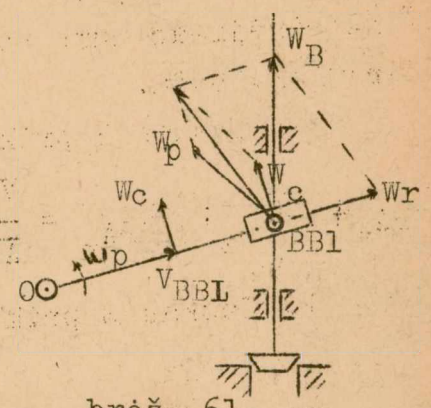
Paskui jau nebesunku surasti ir W_B; gali būti duota W_A ir W_B, tada surandame W_{BA} kaipo geometrinį skirtumą ($W_B - W_A$); išdėstę W_{BA} į W_{BA_n} ir W_{BA_t} turime galimybę surasti ω ir $\frac{d\omega}{dt}$.

b. Judėsys nagrinėjamas, kaipo susidedantis iš pernešamojo sukamojo judėsio ir reliatyvaus judėsio (brėž. 61).

Tada, kaip žinome, $W = W_p + W_r + W_c$; $W_c = 2\omega_p V_r \sin\alpha$ (bendram atsitikime); ω_p - kampinis pernešamojo sukėsio greitis, V_r - reliatyvus greitis, α - kampas, kurį sudaro pernešamojo sukėsio ašis su reliatyvaus greičio kryptimi.

Plokščiajame judėsy V_{B1} V_B $\alpha = 90^\circ$; $\sin\alpha = 1$ ir tada $W_c = 2\omega_p . V_r$ ir eina pernešamojo sukesio kryptimi statmenai reliatyvaus greičio kryptčiai, kaip parodyta brėžiny.





brėž. 61.

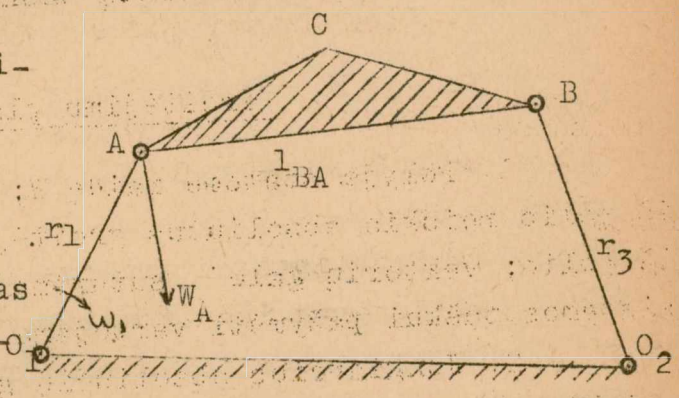
6. Lankstinių (šarnirinių) mechanizmų greitėjimų suradimas

(brėž. 62, 62a, 62b)

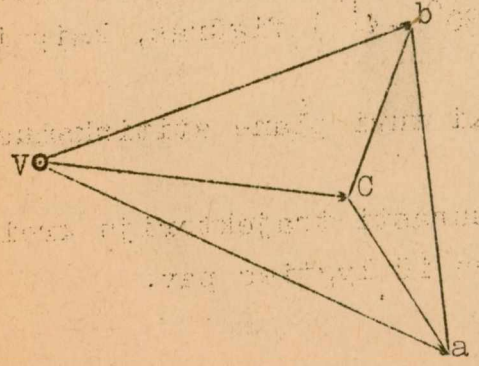
4 grandžių mechanizmo greitėjimų suradimas.

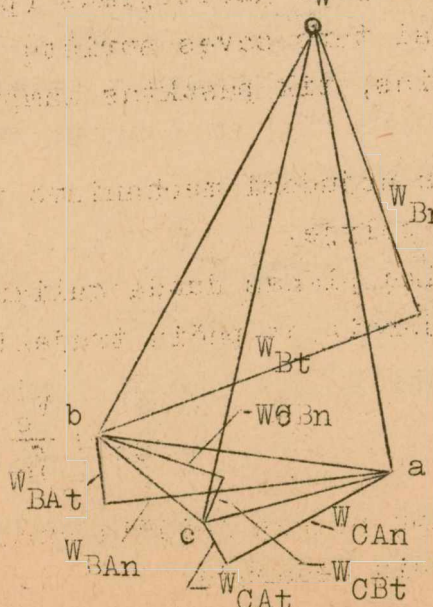
Duota ω_1 ir $\frac{d\omega_1}{dt}$; surasti greitėjimus W_A, W_B, $\frac{d\omega_2}{dt}$ ir $\frac{d\omega_3}{dt}$.

Kaipo pagalbą uždaviniui spręsti turime turėti greičių planą; jis pas mus anksčiau jau buvo surastas; patogumo dėlei jį čion dar kartą išbrėžiame.



brėž. 62.





$W_{Bn} \parallel O_2B$
$W_{Bt} \perp O_2B$
$W_{BAn} \parallel BA$
$W_{BAt} \perp AB$
$W_{CAn} \parallel AC$
$W_{CAt} \perp AC$
$W_{CBn} \parallel CB$
$W_{CBt} \perp CB$

Taško A greitėjimas: $W_A = \sqrt{W_{A_n}^2 + W_{A_t}^2}$; $W_{A_n} = \overline{O_1A} \cdot \omega_1^2$;

$W_{A_t} = \overline{O_1A} \frac{d\omega_1}{dt}$ $\quad tg\,\delta = \frac{1}{\omega_1^2} \cdot \frac{d\omega_1}{dt}$;

Taško B greitėjimas: taško B greitėjimą galima ieškoti, turint galvoje, kad jis priklauso ir grandžiai 2 ir grandžiai 3; toks dvejopas nagrinėjimas mums suteiks užtektinai davinių mūsų uždaviniui spręsti grafiniu būdu.

a. Taškas B priklauso grandžiai 2: tada $\overline{W_B} = \overline{W_A} + \overline{W_{BA}} = \overline{W_A} + \overline{W_{BA_n}} + \overline{W_{BA_t}}$; $W_{BA_n} = \frac{V_{BA}^2}{\overline{AB}}$

b. Taškas B priklauso grandžiai 3: $\overline{W_B} = \overline{W_{B_n}} + \overline{W_{B_t}}$; $W_{Bn} = \frac{V_B^2}{\overline{O_2B}}$.

Einant šiais daviniais sudarant greitėjimų planą grafiniu būdu surandame visus aukščiau nurodytus ieškomosius; kaip tas pasiekiama, matome iš brėžinių 62, 62a, 62b ir prie jų paaiškinimų.

Ten pat matome kaip surandamas greitėjimas ir kokio kito grandies taško, ne tik lankstinių taškų.

Greitėjimų plano savybės.

1. Polyje statome raidę W; greitėjimų plano atkarpos einančios iš polio reiškia absoliutus greitėjimus; jų kryptis visuomet nukreipta iš polio; vektorių galė sutarėme statyti mažąją raidę, atatinkančią sistemos taškui pažymėti vartojamą didelę raidą.

2. Jungiančios absoliučių greitėjimų galus atkarpos visuomet reiškia pilnus reliatyvus greitėjimus (pav. ab reiškia W_{BA}).

3. Standžiai tarp savęs surištų taškų abs. greitėjimų vektorių galai sudaro panašias, tik pasuktas kampu $(180^\circ - \delta)$ figūras, kaip ir minėti taškai.

4. Pastovūs nejudomi mechanizmo taškai turi plane atitinkamus sau taškus pačiame polyje.

5. Greitėjimų planas duoda galimumą surasti trajektorijų kreivumo spindulius, neišbraižant pačių trajektorijų iš lygties pav.

$$W_{Cn} = \frac{V_c^2}{\rho_c}$$

6. Greitėjimų planas leidžia surasti ir kampinius grandžių greitėjimus iš tangentinių dedamųjų.

Greitėjimų mastelis.

1 mm brėžinyje reiškia $M_W \frac{mtr}{sec^2}$ - greitėjimų mastelis.

$W_A = \overline{W}_a \cdot M_w$; $W_{BA} = \overline{ab} \cdot M_w$; pav. $M_w = 0,8 \frac{mtr}{sec^2/mm}$;

$\overline{W}a = 40$ m/m

$W_A = \overline{W}_a \cdot M_w = 40 \cdot 0,8 \frac{mtr}{sec^2} \cdot \frac{mm}{mm} = 32 \frac{mtr}{sec^2}$

MASTELIO PARINKIMAS.

Kai greitėjimų planas pradedamas daryti nuo skriejiko greitėjimo, tai patogu pradėti taip, kad vektorius, kuris reiškia skriejiko lankstinio taško normalinį greitėjimą, būtų kartotinis skriejiko dydžio, paimto mechanizmo schemos mastelyje. Pav. skriejiko normalinis greitėjimas $Wa_n = n.\overline{OA}.m/m$, kur n - sveikas skaičius ar trupmena pavidalo $\frac{1}{m}$ kur m sveikas skaičius. $\overline{OA}$ m/m atkarpa reiškianti skriejiką brėžinyje.

Randame reikšmę n_W. Skriejiko lankstinio taško A norm. greitėjimas W_{An} greitėjimų plane reiškiamas vektoriu $\overline{Wa}_n$ taigi

$$n_W = \frac{W_{An}}{Wa_n} ; \quad \overline{Wa}_n = n.\overline{OA} ; \quad W_{An} = \overline{OA}.m_l.\omega_1^2 .$$

$$m_W = \frac{\overline{Oa}.m_l\omega_1^2}{n.\overline{OA}} = \frac{m_l\omega_1^2}{n} \quad (20) \quad \frac{m_l\omega_1^2}{n}$$

Pav.

r = 0,2 mtr. M1:m = M :10

$\omega_1 = 10,5 \frac{1}{sec.}$; n = 2; $m_l = 0,001.m = 0,001.10 = 0,01 \frac{mtr}{mm}$

$\overline{OA} = \frac{r}{m_l} = \frac{0,2}{0,01} = 20$ m/m $\quad \overline{Wa}_n = n.\overline{OA} = 2.20 = 40$ m/m

$m_W = \frac{m_l\omega_1^2}{n} = \frac{0,01.10,5^2}{2} = \frac{0,55 \text{ m/sec}^2}{mm}$

$W_{An} = \overline{Wa}_n.m_W = 0,55.40 = 22$ mtr/sec^2

tikriname $W_{An} = r.\omega_1^2 = 0,2.10,5^2 = 22$ mtr/sec^2

Normalinių greitėjimų išbrėžimas greitėjimų plane (br.63).

Atstumą tarp taškų A ir B natūroje žymėsime l_{AB}; skriejiko ilgį - r; tada

$$W_{BA_n} = \frac{v_{BA}^2}{l_{AB}} ; \quad W_{B_n} = \frac{v_B^2}{r} .$$

Kad šituos greitėjimus išbrėžti greitėjimų plane reikia paimti iš greičių plano atitinkamus vektorius ir iš mechanizmo brėžinio

atitinkamus ilgius, pagalba mastelių surasti tikruosius dydžius, apskaičiuoti iš formulių W_{BA_n} ir W_{Bn} ir greitėjimų mastelyje išbrėžti greitėjimų plane, būtent:

$$V_{BA} = \overline{ab}.m_v; \quad V_B = \overline{Vb}.m_v; \quad l_{AB} = \overline{AB}.m_l; \quad r = \overline{O_2B}.m_l$$

tada : $$W_{BA_n} = \frac{(ab.m_v)^2}{l_{AB}} = \frac{\overline{ab}^2.m_v^2}{\overline{AB}.m_l} = \frac{ab^2}{AB} \cdot \frac{m_v^2}{m_l} = x.\frac{m_v^2}{m_l};$$

kur $$x = \frac{\overline{ab}^2}{\overline{AB}}; \quad W_{B_n} = \frac{\overline{Vb}^2.m_v^2}{\overline{O_2B}.m_l} = \frac{\overline{Vb}^2}{\overline{O_2B}} \cdot \frac{m_v^2}{m_l} = y.\frac{m_v^2}{m_l}, \text{ kur } y = \frac{\overline{Vb}^2}{\overline{O_2B}}.$$

Jeigu greičių planas išbrėžtas n skriejikų mastelyje, tai

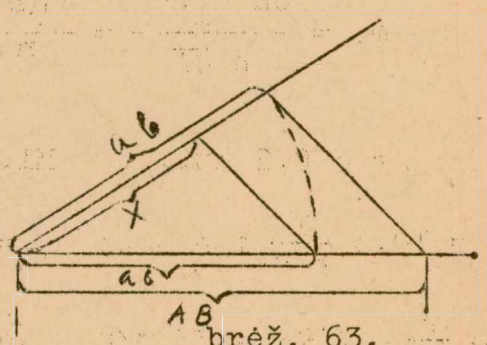
$$m_v = \frac{m_l.w_l}{n} \text{ ir } \frac{m_v^2}{m_l} = \frac{m_l^2.w_l^2}{n^2 m_l} = \frac{m_l w_l^2}{n^2}$$

todėl $$W_{BA_n} = x.\frac{m_l w_l^2}{n^2} = \frac{x}{n} \cdot \frac{m_l w_l^2}{n} \text{ ir (21)}$$

$$W_{Bn} = \frac{y}{n} \cdot \frac{m_l w_l^2}{n}; \quad (22) \qquad x = \frac{ab^2}{AB}.$$

Jei greitėjimų planą mes darome taipogi n skriejikų mastelyje, tai dydis $\frac{m_l w_l^2}{n}$ yra greitėjimų plano mastelis m_W. Gautos formulės mums parodo, kad surastus grafiniu būdu x ir y kaipo ketvirtas proporcingasias, turime n kartų mažinti įbrėžiant į greitėjimų planą, tada ir jiems galima taikinti greitėjimų mastelis

$$m_W = \frac{m_l w_l^2}{n}.$$



brėž. 63.

Coriolis'o greitėjimų statyba brėž. 64.

$$W_c = 2.V_r.w_p = 2V_r.\frac{V_p}{r};$$

$$V_r = V_{BB_1} = \overline{bb_1}.m_v; \quad V_p = V_{B_1} = \overline{Vb_1}.m_v;$$

$$r = \overline{O_1B_1}.m_l$$

$$W_c = 2.\overline{bb_1}.m_v.\frac{\overline{Vb_1}m_v}{\overline{O_1B_1}.m_l} = \frac{2.\overline{bb_1}.\overline{Vb_1}}{O_1B_1}.\frac{m_v^2}{m_l} =$$

$$z \cdot \frac{m_v^2}{m_l} \text{ kur } z = \frac{2.\overline{bb_1}.\overline{Vb_1}}{\overline{O_1B}}; \quad W_c = z.\frac{m_v^2}{m_l};$$

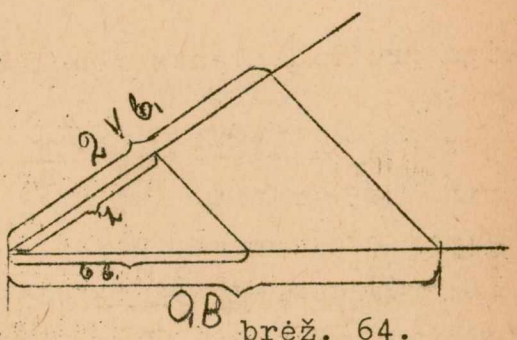
$$W_c = \frac{z.m_1^2 w_1^2}{n^2 m_i} = \frac{z}{n} \cdot \frac{m_1 w_1^2}{n} ; \quad (23)$$

jeigu greičiai - n_1, skriejikų, greitėjim. n_2

$$W_c = \frac{z.n_2}{n_1} \cdot \frac{m_1 w_1^2}{n_2}$$

Z surandamas kaip ketvirtoji proporcingoji iš lygties

$$z = \frac{\overline{2Vb}_1 \cdot \overline{bb}_1}{\overline{O_1 B}} ;$$

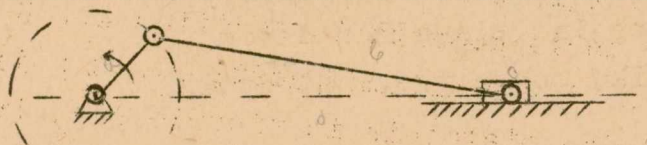


brėž. 64.

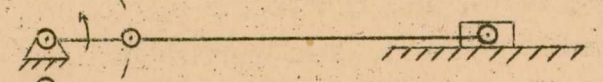
Toliau ir čia galioja pastabos, padarytos normaliniams greitėjimams išbrėžti.

Greičių ir greitėjimų planams sudaryti pavyzdžiai.

Pav. 1.

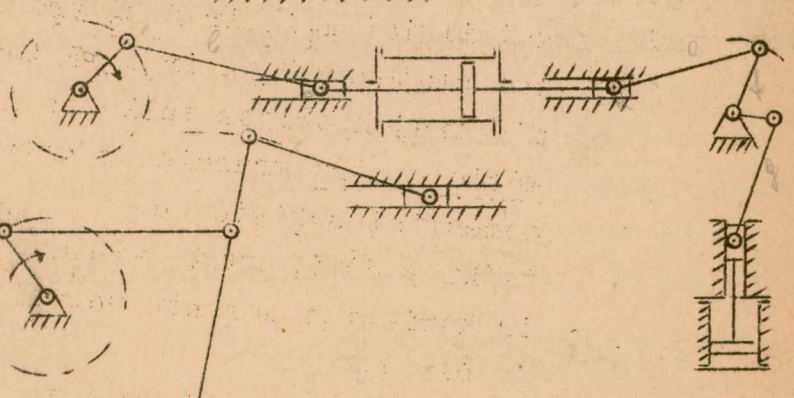


Pav. 2.



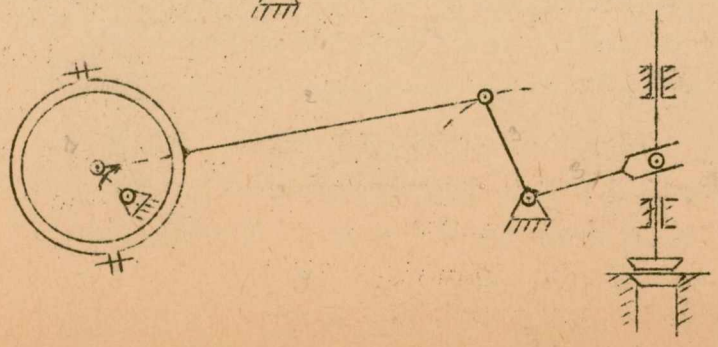
Pav. 3.

Pav. 4.

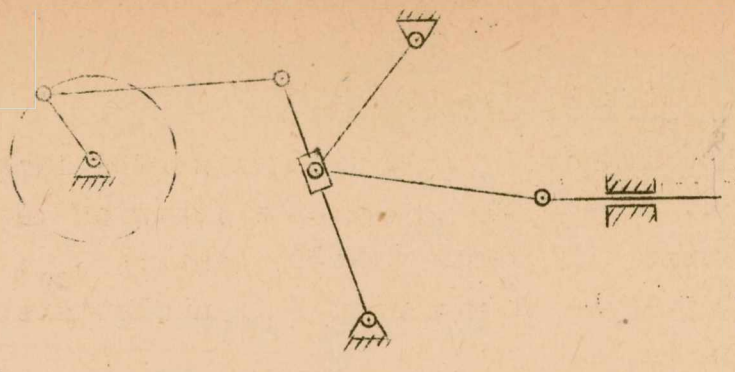


Pav. 5.

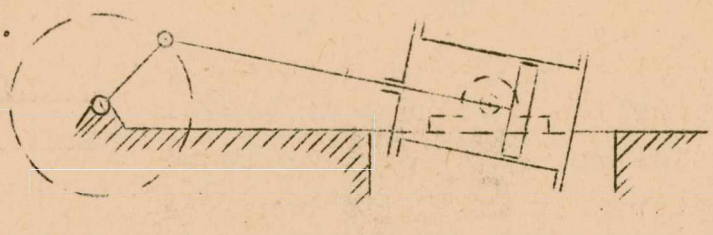
Pav. 6.



Pav. 7.



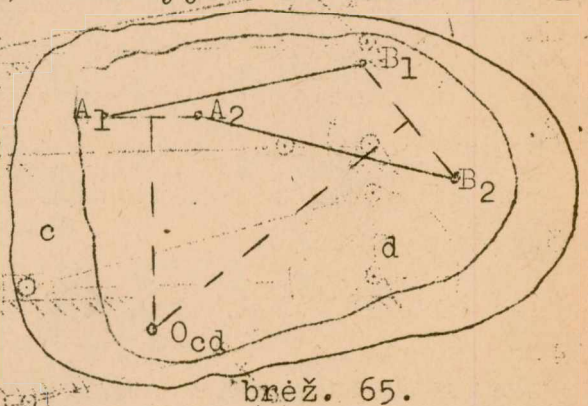
Pav. 8.



V. 1. Momentinis sukesio centras ir poloidės, greitėjimo centras; greičiai ir greitėjimai.

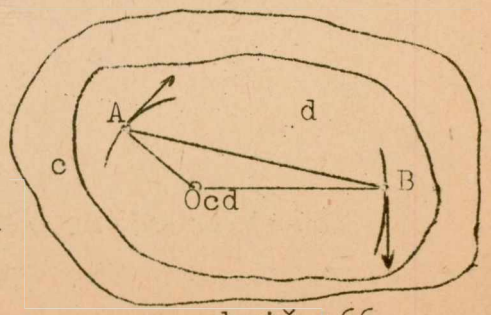
Dabar grandžių sudėtingąjį plokštųjį judėsį nagrinėsime kaip sukesių eilę, kas-kartą vis apie naują ašį.

Šį nagrinėjimą darant, mes nesiskaitysime su grandžių storiu kryptimi statmens į plokšmę, lygiagrečiai kuriai grandis daro savo plokštųjį judėsį; mūsų nagrinėjimas bus vykdomas taip, lyg mes turėtume reikalą su grandžių projekcijomis į minimą plokšmę. Standi grandis c juda atžvilgiu standžios grandies d; (brėž. 65). Grandyje C du taškų A ir B tuo pačiu momentu iš padėties A_1, B_1, pereina į gan artimą padėtį A_2, B_2; jei iškelsime statmenis iš vidurio A_1A_2 ir B_1B_2 tai statmenys susitiks taške O_{cd}; dabar mes galime sakyti, kad perėjimas taškų A_1 į A_2 ir B_1 ir B_2 padėtis atitinka grandies C pasisukimui apie tašką O_{cd}: kai ilgiai A_1A_2 ir B_1B_2 yra begalo maži, tat statmens $O_{cd}A$ ir $O_{cd}B$ tampa normalėmis trajektorijos taškuose A ir B; taškas O_{cd} vadinamas momentiniu sukėsio centru grandies c atžvilgiu grandies d ir žymimas tašku O_{cd}. Į momentinį sukėsio centrą O_{cd} galime žiūrėti kaip į dviejų supuolančių taškų padėtį, kurių vienas priklauso vienai grandžiai, kitas - kitai ir kurie tuo momentu neturi judėsio vienas atžvilgiu kito (reliatyvaus judėsio).



brėž. 65.

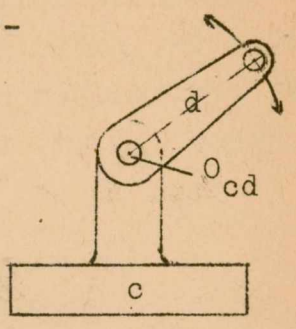
Iš pasakyto matome, kaip surandamas momentinis sukėsio centras. Reikia turėti kokių nors dviejų taškų A ir B trajektorijas judėsy grandies c atžvilgiu grandies d; pažymėję padėtis taškų A ir B jo trajektorijose tam tikru momentu ir išvedę normales tuose taškuose, jųjų persikirtime gausime momentinį sukėsio centrą (brėž. 66).



brėž. 66.

2. Kai kurie atskiri atsitikimai

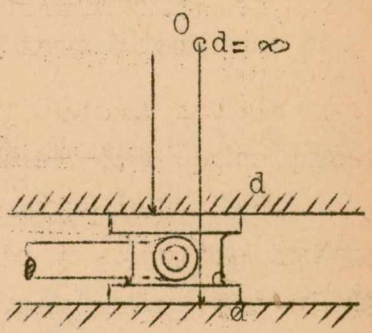
1. Dvi grandys c ir d juda sujungtos lanksčiu (šarniru) (brėž.67); grandies c įvairios padėdėtin tegalimas tik vienas sukėsio centras O_{cd}; šiuo atveju jis yra ir momentinis ir nuolatinis sukėsio centras.



brėž.67

2. Grandis c gali daryti tik slenkamąjį judėsį (brėž.68); Grandies c taškų A ir B trajektorijos yra tiesiosios ir jų normales tuose taškuose bus lygiagretės ir susikerta begalybėje, kitaip sakant momentinis sukėsio centras O_{cd} šiuo atvėju yra begalybėje.

Grandis c rieda paviršiu grandies d (brėž.69); momentinis sukėsio centras ir bus jų lietimosi taškas, nes tik tame taške abi grandys neturi reliatyvaus judėsio.



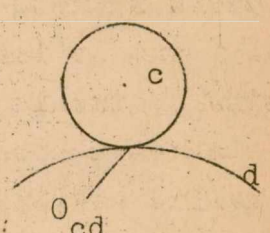
brėž.68

3. Kennedy teorema apie tris centrus

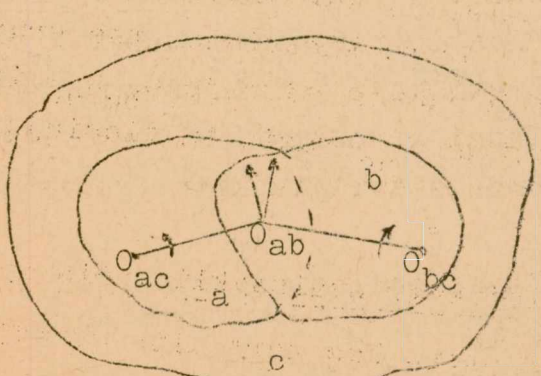
Trijų kūnų a, b, c turinčių plokštųjį judėsį, tarpusavio judėsio momentiniai sukėsio centrai randasi vienoje tiesėje.

Duoti momentiniai sukėsio centrai kūno a atžvilgiu c. O_{ac} ir kūno b atžvilgiu C O_{bc}; reikia surasti momentinio sukėsio centras a atžvilgiu b O_{ab}.

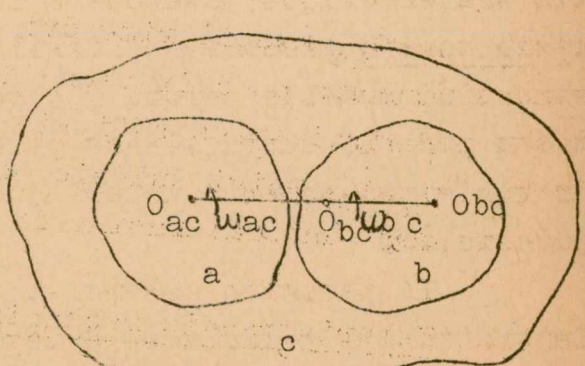
Tašką O_{ab}, kaipo momentinį sukėsio centrą kūnų a ir b vieno atžvilgiu kito, galima skaityti priklausančiu kaip kūnui a taip ir kūnui b.



brėž.69.



brėž. 70



brėž. 71

Šis taškas kaipo priklausantis kūnui a, sukasi apie centrą O_{ac} ir jo greičio kryptis bus $\perp \overline{O_{ac}O_{ab}}$; tas pats taškas kaipo priklausantis kūnui b sukasi apie centrą O_{bc} ir greičio kryptis bus $\perp \overline{O_{bc}O_{ab}}$.

Kadangi šie taškai neturi reliatyvaus judėsio, kas seka iš momentinio sukėsio centro apibrėžimo, tai greitis taško O_{ab} negali turėti dvi kryptis tuo pačiu momentu atžvilgiu kūno c. Todėl tos kryptys turi supulti ir atkarpas $O_{ac}O_{ab}$ ir $O_{ab}O_{bc}$ turi sudaryti vieną tiesiąją. Padėtis taško O_{ab} ant tiesiosios $O_{ac}O_{bc}$ randama iš prigulmybės:

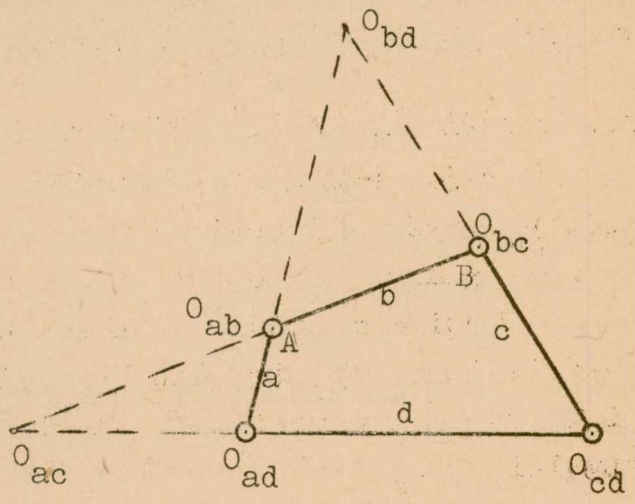
$$O_{ac}O_{ab}w_{ac} = O_{bc}O_{ab}w_{bc}.$$

4. Momentinių sukėsio centrų skaičius.

Jei plokštaus judėsio mechanizmas turi n grandžių, tai tarpusavio visų grandžių judėsio momentinių sukėsio centrų bus tiek, kiek galima padaryti kombinacijų iš n elementų po du, t.y. $\frac{n(n-1)}{1.2}$.

5. Pavyzdžiai momentiniams sukėsio centrams surasti. Keturiagrandis lankstinis mechanizmas.

Centrų skaičius $\frac{4.3}{1.2} = 6$. 4 centrai O_{ad}, O_{cd}, O_{bc}, O_{ab} yra lanksčių centrai. Likusius du centru galima atrasti dviem būdais: 1) pav., ieškome momentinį judėsio centrą grandies b atžvilgiu grandies d; tada viena iš tų grandžių darome stovu, sakysime d; tada mums žinomos trajektorijos taškų A ir B ir jų normalių kryptis; jų susikirtime randame moment. sukėsio centrą O_{bd}. Taip pat galime rasti ir moment. sukėsio centrą gr. a atžvilgiu gr. c - O_{ac}.

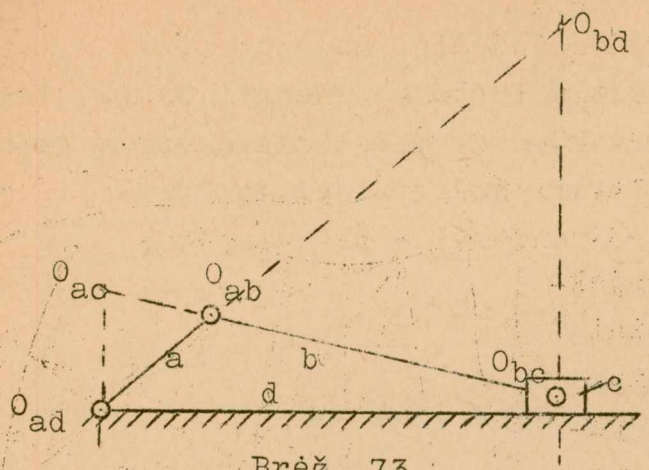


brėž. 72.

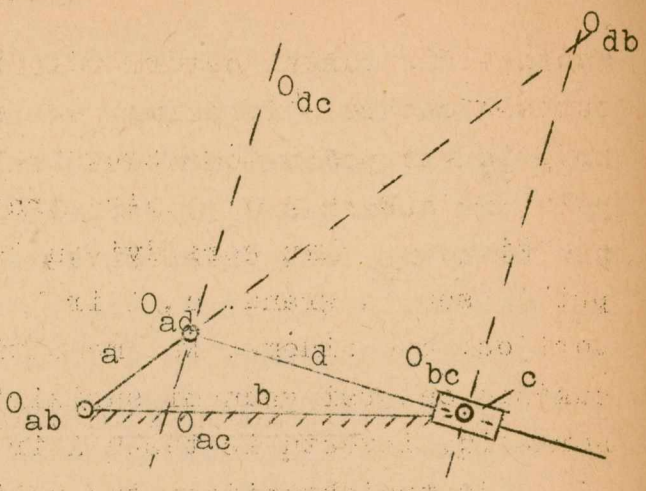
2. Panaudojame Kennedy teoremą: suradimui moment. sukėsio centro O_{ac} mes žiūrime dvi grandžių grupes, kur kiekvienoje yra būtinai grandis a, c ir viena likusiųjų d ar b; kiekvienos tos grupės sukėsio centrai turės būti vienoje tiesėje būtent tiesėje $O_{bc}O_{ab}$ ir tiesėje $O_{ad}O_{cd}$ taigi sukėsio moment. centras O_{ac} rasis tų tiesiųjų susikirtime; panašiai rasime ir O_{bc}.

Keturiagrandis mechanizmas skriejikas, švaistyklis, čiaužyklis br.73. ir jo atmainos, gaunamos darant stovu kas kart kitą grandį (brėž.74, 75, 76).

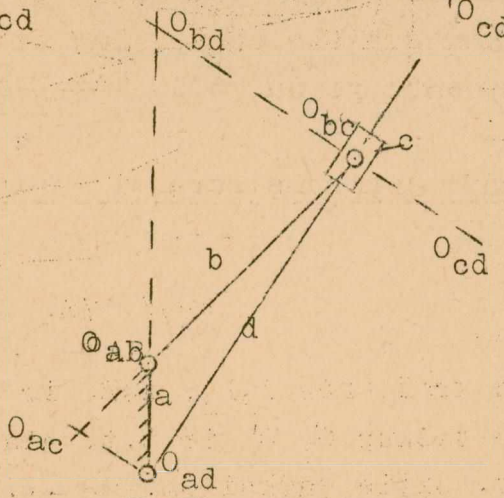
Sprendžiama tokiais pat būdais, kaip ir anam uždaviny, tik čion reikia atminti, kad moment. centras O_{cd} randasi begalybėje, kadangi grandis c daro slenkamąjį judėsį.



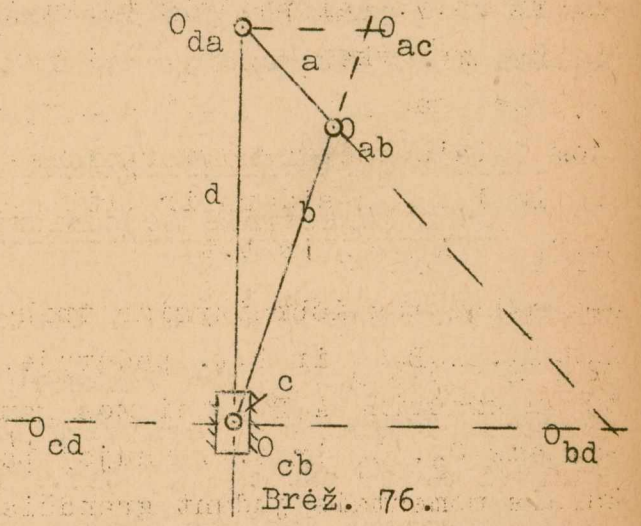
Brėž. 73.



Brėž. 74.



Brėž. 75.

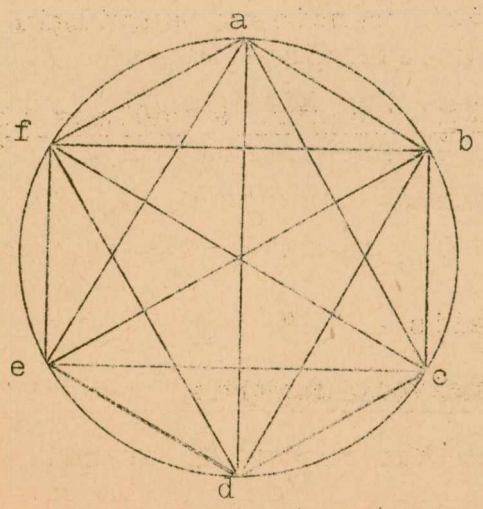


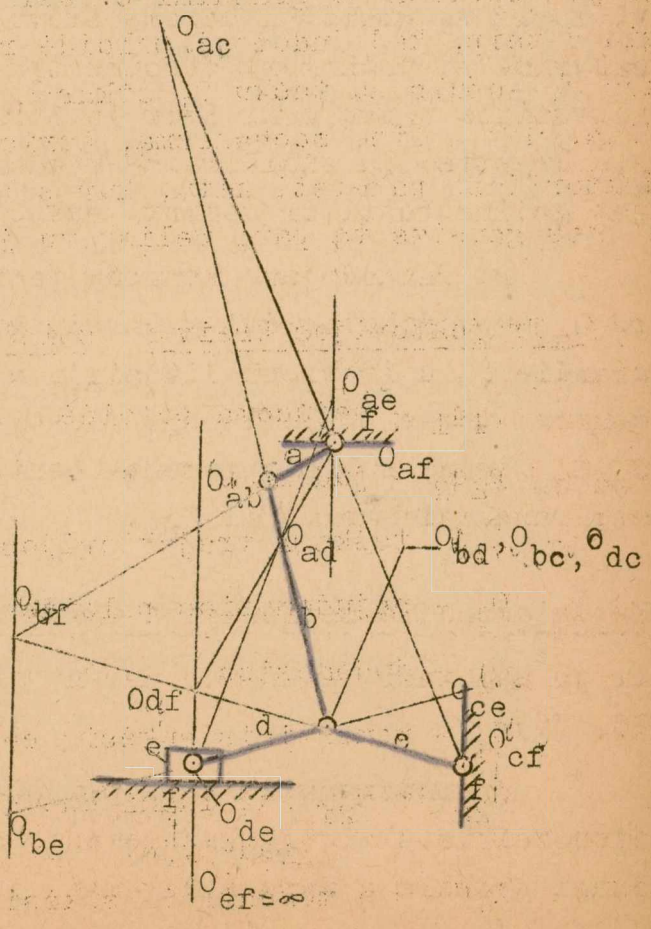
Brėž. 76.

Šešių grandžių mechanizmas (brėž.77).

Centrų skaičius

$$n = \frac{6.5}{1.2} = 15.$$



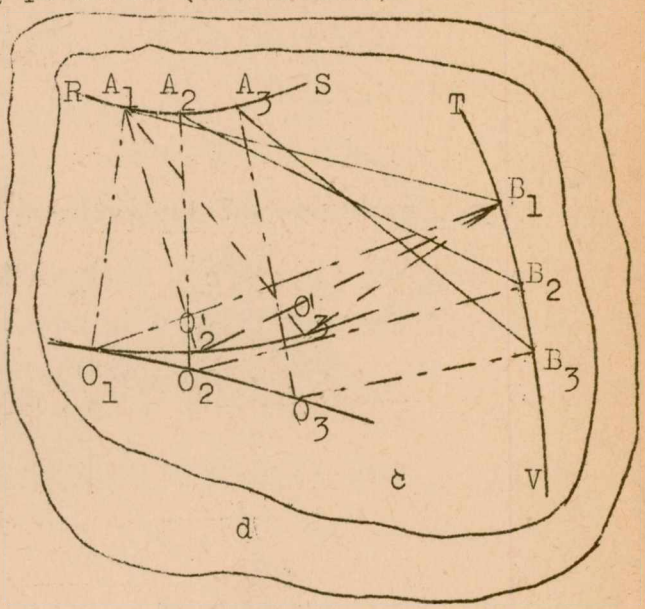


Brėž. 77.

6. (Centroidės) Poloidės.

Kai plokšiam judėsy viena grandis juda atžvilgiu kitos, tai toje antroje gauname visą eilę momentinių sukėsio centrų, kurių geometrinė vieta sudaro ištisą kreivę, vadinamą poloide (centroide).

Brėžinys rodo poloidės suradimą, kai žinomos kokių nors dviejų taškų, priklausančių grand. c, A ir B trajektorijos. Jau žinome, kad momentiniai sukėsio centrai gaunami susikirtime normalių, išvestų iš taškų A ir B padėčių jų trajektorijose tuo pačiu momentu, t.y. kai padėtis taškų A_1 ir B_1 žymima atkarpa A_1B_1, tai momentinis centras yra O_1, kai - A_2B_2 - tai momentinis centras yra O_2 ir t.t. tuo pačiu laiku susidaro ir trikampiai $A_1B_1O_1$, $A_2B_2O_2$ ir t.t.



brėž. 78.

Jei dabar mes išbraižysime trikampius $A_2B_2O_2$, $A_3B_3O_3$ ir t.t. padėtyje, kad kraštinės A_2B_2, A_3B_3 ir t.t. supultų su kraštine A_1B_1, tai mes gausime taškus O_1' O_3' ir t.t. atatinkančius taškams O_2, O_1 ir t.t. naujoj padėty. Šitie taškai O_2', O_3' ... atatinkamais momentais judant grandžiai c atžvilgiu d, supuls su taškais O_2, O_3 ir t.t. Gauta naujoji kreivoji $O_1'O_2'O_3'$... vadinama judoma poloide ir ji yra surišta su grandimi c. Jei dabar mes judinsime grandį c atžvilgiu d taip, kad judomoji poloidė riedėtų nejudoma poloide, tai kai taškas O_1' supuls su tašku O_1 atkarpa A_1B_1 pereis į padėtį A_2B_2 ir t.t. Vadina, mes galime mechanizmą, kuriame taškai A ir B darė tam tikras trajektorijas, pakeisti kitu, kur poloidė $O_1O_2'O_3'$..... riedės poloide $O_1O_2O_3$ ir mes gausime tą patį reliatyvų judėsį grandies c atžvilgiu grandies d.

7. Trajektorijos kreivumo spindulio ir centro suradimas (brėž.79).

p_1q_1 - nejudoma poloidė

p_2q_2 - judoma "

A_1A_2 taško A trajektorijos dalis - $\Delta\sigma$

O_1 - nejudomosios poloidės kreivumo centras

O_2 - judomosios " " "

C_1 - momentinis sukėsio centras pirmoje padėtyje

C_{2m} ir C_{2f} supuldami duoda C_2 momentinį sukėsio centrą antroje padėtyje.

$A_1C_1 = q$ momentinis sukėsio spindulys

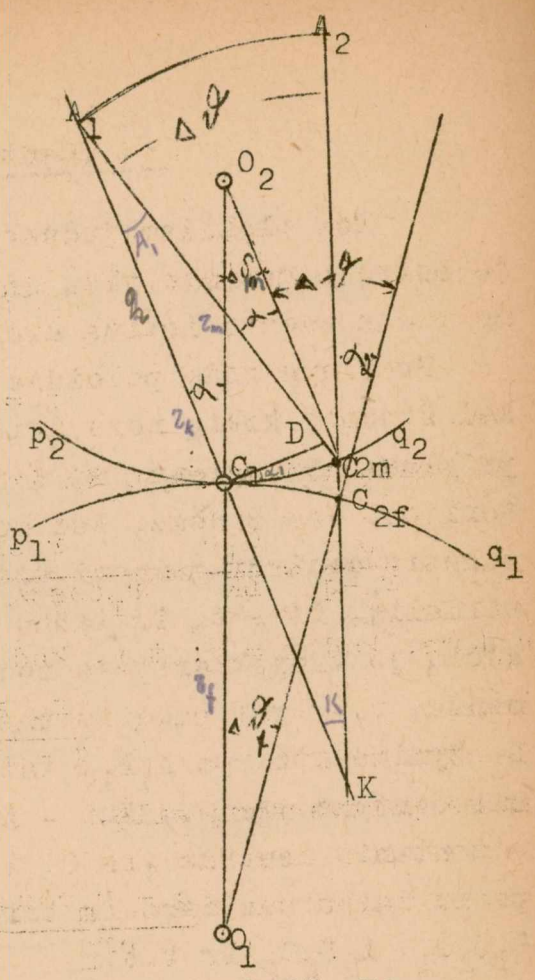
$A_1K = r_k$ trajektorijos kreivumo spindulys

$O_2C_1 - r_m$ judomos poloidės kreivumo spindulys

$O_1C_1 - r_f$ nejudomos poloidės kreivumo spindulys

$C_1C_2 - \Delta s$ - poloidės elementas.

$C_1D \perp AK$.



brėž. 79.

Iš brėžinio matome:

$\angle \vartheta = \angle A_1 + \angle K$; $C_1D = \Delta s \cos\alpha_1$;

$$\angle K = \frac{CD}{r_k - q} = \frac{\Delta s \cos\alpha_1}{r_k - q} \qquad \angle \vartheta_m = \frac{\Delta s}{r_m}$$

$$\angle A_1 = \frac{CD}{q} = \frac{\Delta s \cos\alpha_1}{q} \qquad \angle \vartheta_f = \frac{\Delta s}{r_f}$$

$$\angle \vartheta = \angle K + \angle A = \left(\frac{1}{r_k - q} + \frac{1}{q}\right) \Delta s \cdot \cos\alpha_1;$$

$$\angle \vartheta = \angle \vartheta_m + \angle \vartheta_f = \Delta s \left(\frac{1}{r_m} + \frac{1}{r_f}\right)$$

$$\left(\frac{1}{r_k - q} + \frac{1}{q}\right) \Delta s \cdot \cos\alpha_1 = \Delta s \left(\frac{1}{r_m} + \frac{1}{r_f}\right)$$

$$\left(\frac{1}{r_k - q} + \frac{1}{q}\right) \cos\alpha_1 = \frac{1}{r_m} + \frac{1}{r_f} \qquad (24)$$

Iš ios lygties galime surasti kreivumo spindulį r_k, kai kiti dydžiai žinomi.

8. Kreivumo spindulį galima surasti ir grafiniu būdu:

A - viena to taško trajektorijoje padėčių. Pakartoju išbraižytų dydžių reikšmę.

AC = q - momentinis sukėsio spindulys.

AK - r_k - kreivumo spindulys taške A

O_2C - judomos poloidės kreivumo spindulys taške C = r_m.

O_1C - nejudomos poloidės kreivumo spindulys taške C = r_f.

K trajektorijų kreivumo centras taške A

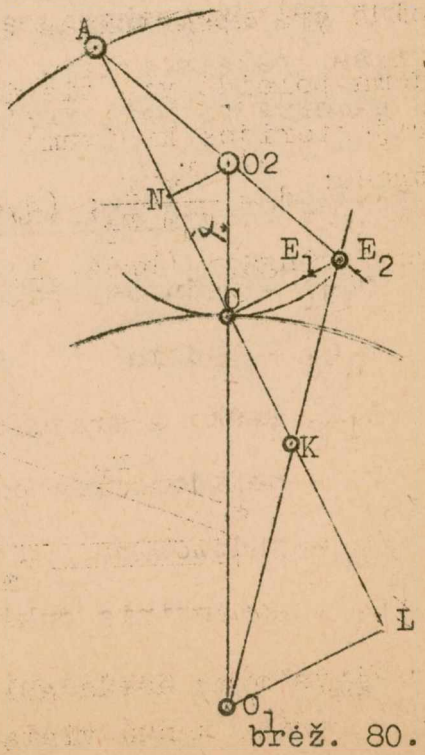
Išvedame $CE_2 \perp AK$;

Galime įrodyti, kad linijos AO_2 ir O_1K susikerta taške E_2.

Įrodymui išvedame $O_2N \perp AK$ ir

$O_1L \perp AK$.

Prileidžiame, kad minėtas aukščiau per-



brėž. 80.

sikirtimas įvyksta ne vienam taške E_2, bet tiesioji O_1K perkerta statmenai CE_2 taške E_1; tegul $CE_2 = x$ ir $CE_1 = y$.

Iš panašių trikampių ANO_2 ir ACE_2 turime $\frac{x}{q} = \frac{O_2N}{NA} = \frac{r_m \sin\alpha}{q - r_m\cos\alpha}$

$$x = q \cdot \frac{r_m \sin\alpha}{q - r_m\cos\alpha};$$

Iš panašių trikampių O_1KL ir CE_1K turime

$$\frac{y}{r_k - q} = \frac{O_1L}{LK} = \frac{r_f \sin\alpha}{r_f\cos\alpha - (r_k - q)}; \quad y = \frac{(r_k - q)\, r_f \sin\alpha}{r_f\cos\alpha - (r_k - q)};$$

Įrodome, kad $x = y$; t.y. kad

$$q\,\frac{r_m \sin\alpha}{q - r_m\cos\alpha} = \frac{(r_k - q) r_f \sin\alpha}{r_f\cos\alpha - (r_k - q)}$$

Darome pertvarkymų eilę.

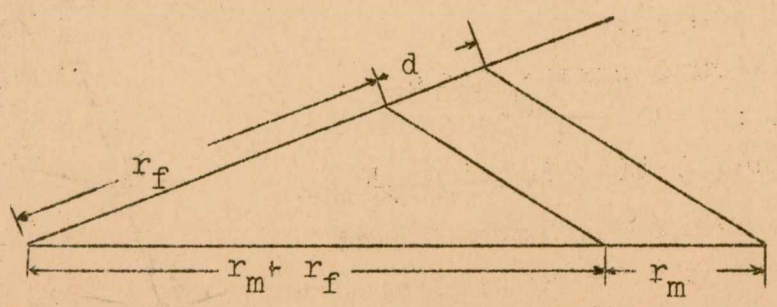
$$\frac{q - r_m\cos\alpha}{q r_m} = \frac{r_f\cos\alpha - (r_k - q)}{(r_k - q)\cdot r_f}.$$

$$\frac{1}{r_m} - \frac{\cos\alpha}{q} = \frac{\cos\alpha}{r_k - q} - \frac{1}{r_f}$$

$$\frac{1}{r_m} + \frac{1}{r_f} = \left(\frac{1}{r_k - q} + \frac{1}{q}\right)\cos\alpha \qquad (24).$$

Gavome jau aukščiau išvestą prigulmybę, kuri ir patvirtina prileidimą, kad $x = y$.

Šį grafinį kreivumo centrui surasti būdą galima suprastinti: iš lygties 24 matome, kad r_k priklauso nuo poloidžių kreivumo spindulių tuo momentu; todėl galime įsivaizduoti, kad tuo momentu mūsų judoma poloidė yra apskritimas spindulio d gaunamo iš lygties $\frac{1}{d} = \frac{1}{r_m} + \frac{1}{r_f}$; o nejudoma poloidė yra tiesioji (t.y. jos kreivumo centras begalybėje); tada trajektorijos kreivumo spinduliui surasti grafinė statyba štai kaip atrodo: $d = \frac{r_m r_f}{r_m + r_f}$; (dydį d surandame grafiniu būdu, kaip ketvirtąjį proporcingąjį (brėž.81).

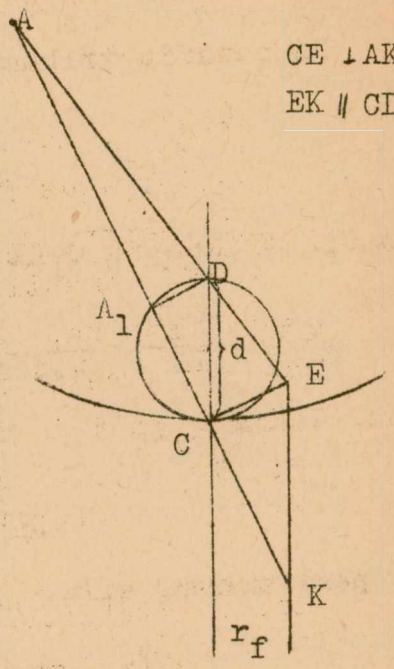


brėž. 81.

Šitas brėžinys mums duoda galimumą gauti svarbią kinematiniems tirinėjimams geometrinę taškų vietą. Jei išbrėšime apskritimą diametro CD tai

taško A_1 trajektorija šioje vietoje turės kreivumo centrą (kaip matome iš brėžinio) begalybėje, kitaip sakant bus tiesiosios elementas. Jeigu šio apskritimo imsime ir kitus taškus, tai darydami analogines statybas jų trajektorijų kreivumo centrui surasti, rasime, kad jų kreivumo centrai begalybėje. Šitas apskritimas diamtero d lygaus $\frac{r_m r_f}{r_m + r_f}$ vadinasi persilenkimų apskritimu. Jo visi taškai tuo momentu turi normalinį greitėjimą

$W_n = \frac{V^2}{r_f} = 0$, kadangi $r_f = \infty$.



Br. 82

Prisiminę iš § V.7 prigulmybę $\Delta\vartheta = \Delta s(\frac{1}{r_f} + \frac{1}{r_m})$ ir padalinę iš Δt gauname $\lim \frac{\Delta\vartheta}{\Delta t} = \omega$ (momentinis kampinis sukėsio greitis) ir $\lim \frac{\Delta s}{\Delta t} = c$ momentinis sukėsio centrų persistumimo greitis ir tada gauname $\omega = c(\frac{1}{r_f} + \frac{1}{r_m})$ (25)

toliau $\omega = \frac{c}{d}$ arba $d = \frac{c}{\omega}$ (26)

9. Greičių suradimas, panaudojant momentinius sukėsio centrus

I. Taškai priklauso vienai grandžiai.

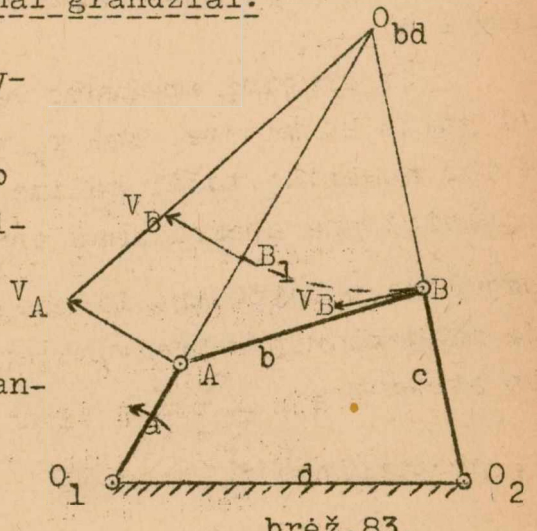
Duotas greitis V_A tam tikrame mastelyje. Surasti greitį V_B taško B.

Momentinis sukėsio centras grandies b atžvilgiu d yra O_{bd}; kampinis sukėsio greitis tegul bus ω. Tada

$V_A = \omega \cdot \overline{O_{bd}A}$; $V_B = \omega \cdot \overline{O_{bd}B}$,

kadangi taškai A ir B priklauso vienai grandžiai b.

Iš brėžinio aiškus grafinis taško B greičio V_B suradimas.

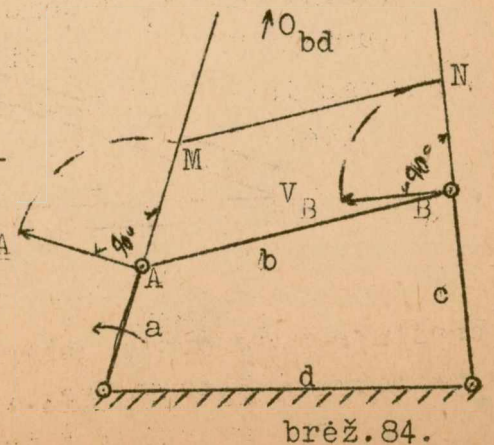


brėž.83.

Duotas taško A greitis V_A, surasti greitį taško B - V_B.

Šis būdas patogus, kai momentinis sukėsio centras negaunamas tinkamose brėžinio ribose. Įrodymai aiškūs iš brėžinio.

$\frac{\overline{AM}}{\overline{BN}} = \frac{AO_{bd} \cdot \omega}{BO_{bd} \cdot \omega} = \frac{V_A}{V_B}$.



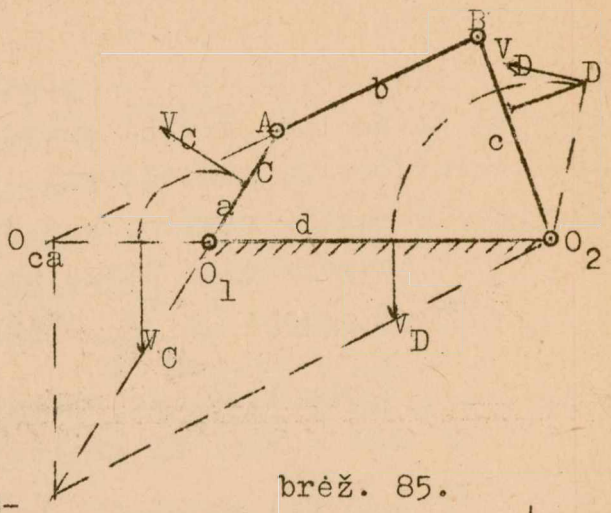
brėž.84.

II. Taškai priklauso įvairioms grandims.

a) tiesioginis suradimas.

Duotas grandies a taško C greitis V_c. Surasti grandies c taško D greitį V_D. Surandame grandžių c ir a reliatyvaus judėsio momentinį sukesio centrą O_{ca};

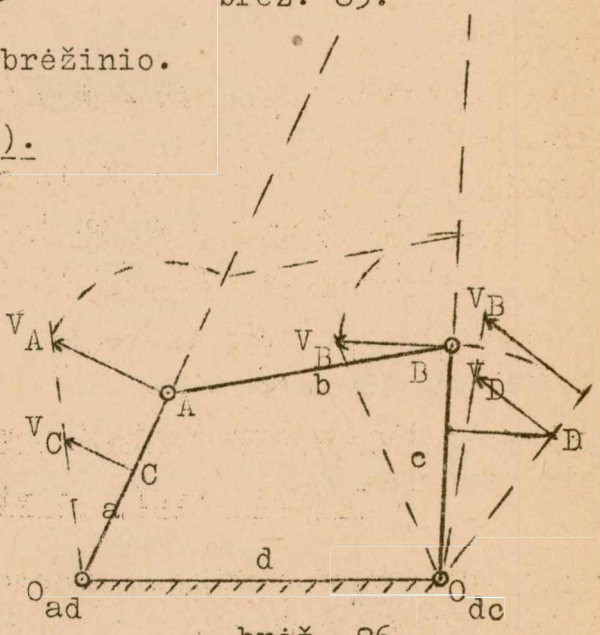
Iš momentinio sukėsio centro sąvokos seka, kad taškas O_{ca} turi tą patį greitį ir kaipo priklausantis grandžiai a taip ir grandžiai c; šito aplinkybė ir leidžia išspręsti mūsų uždavinį. Sprendimas aiškus iš brėžinio.



brėž. 85.

b. Kaimyninės grandies pagalba (brėž.86).

Duotas grandies a taško c greitis V_c. Surasti grandies C taško D greitį V_d. Momentinis sukėsio centras O_{ca} negaunamas brėžinio ribose. Taikome kitą būdą: palaipsniui ieškome greičius, pasinaudodami būdu, nurodytu I p. Greičių suradimas aiškus iš brėžinio.

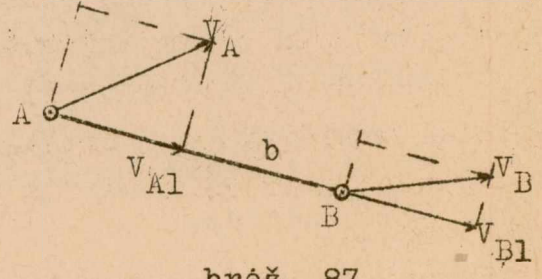


brėž. 86.

III. Skaidymo būdas (brėž.87).

Duotas kietos b grandies taško A greitis V_A - surasti tos pat grandies taško B greitį V_B, jei jo judėjimo kryptis žinoma.

Turėdami galvoje, kad atstumas tarp dviejų taškų A ir B dėl grandies kietumo nekinta, turime pripažinti, kad greičio V_A dedamoji AB kryptimi ir ieškomojo greičio V_B dedamoji tą pat kryptimi turi būti lygios. Šita savybė leidžia mums išspręsti uždavinį. Greičio V_B suradimas aiškus iš brėžinio. V_{B_1} atidėta ligi V_{A_1};

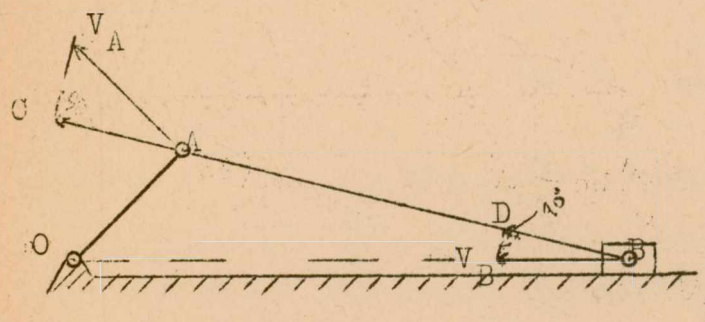


brėž. 87.

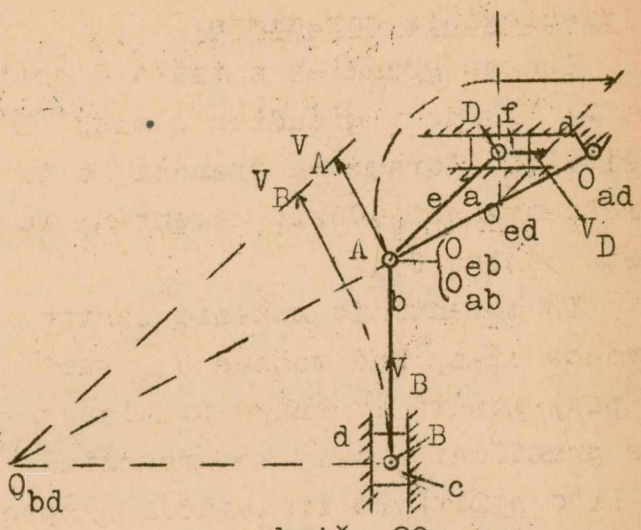
P a v y z d ž i a i

1 pavyzdys. Duotas skriejiko taško A greitis V_A ir žinoma čiaužyklio B greičio kryptis. AC = BD; (brėž.88).

2 pavyzdys. (brėž.89). Duotas grandies C taško B greitis V_B. Surasti grandies f taško D greitį. V_D. Suradimas aiškus iš brėžinio.



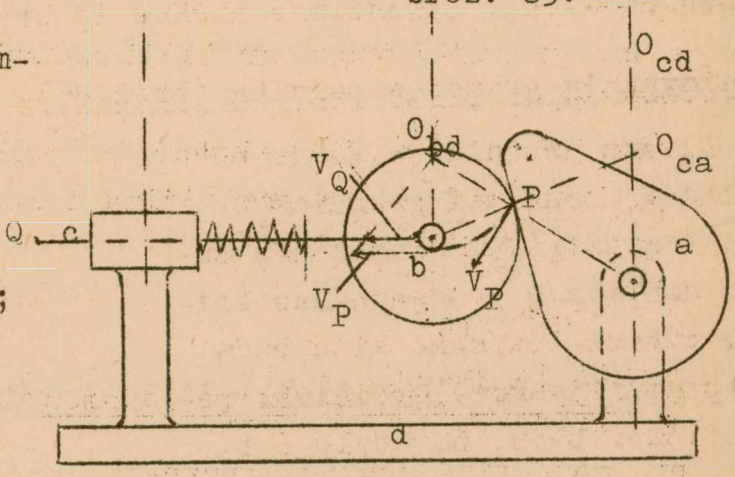
brėž. 88.



brėž. 89.

3. Duotas grandies a kampinis sukėsio greitis ω_{ad}. (brėž.90).

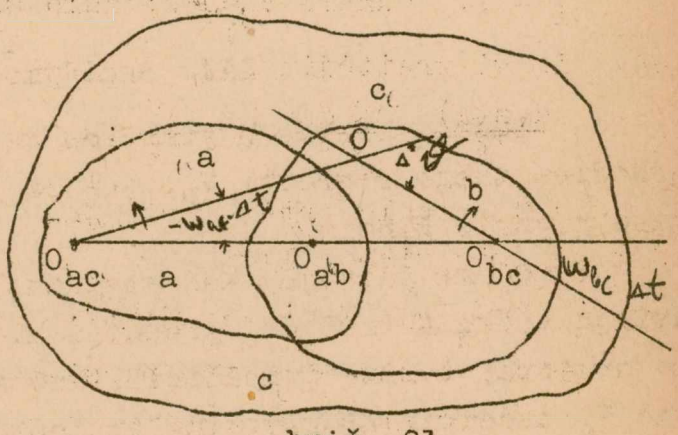
Surasti grandies c taško Q greitį. Gumbas a prisilyti sekėjo skridinį taške P; Greitis V_p žinomas: $V_p = \omega_{ad} \cdot O_{ad}P$. Brėžiny matosi kaip atrastas V_Q.



brėž. 90.

10. Reliatyvaus sukėsio kampinis greitis.

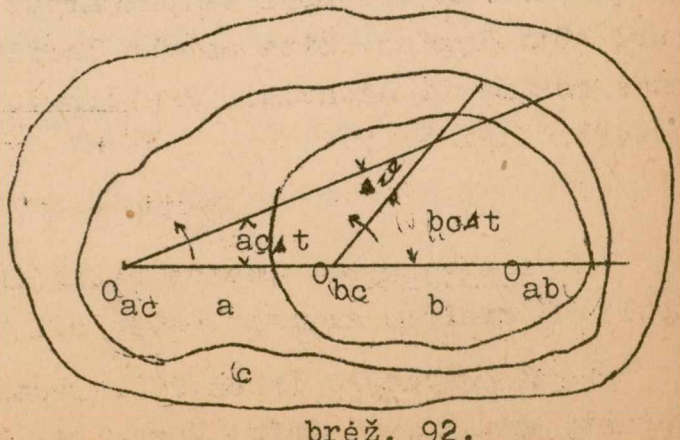
Turime tris kūnus a, b, c; kūnas a atžvilgiu kūno c sukasi kampiniu greičiu ω_{ac}; kūnas b atžvilgiu kūno c sukasi kampiniu greičiu ω_{bc}. Raskime reliatyvaus sukėsio kūno a atžvilgiu b kampinį greitį ω_{ab}. Imame du atsitikimus 1) kada kampiniai greičiai ω_{ac} ir ω_{bc} vienodų ženklų ir 2) kada jie priešingų ženklų.



brėž. 91.

Sukėsį laikrodžio kryptimi skaitysime teigiamu, priešingos krypties - neigiamu.

Leiskime kūnams a ir b pasisukti jų kampiniais greičiais laikotarpyje Δt ir kreipkim dėmesį į spindulius, kurie pirma buvo supuolę sudarydami tiesiąją $O_{ac}O_{bc}$;



brėž. 92.

Abiejuose atsitikimuose pasisukimo kampas

1) $\Delta\vartheta = \omega_{bc}\cdot\Delta t - \omega_{ac}\cdot\Delta t.$

2) $\Delta\vartheta = \omega_{bc}\cdot\Delta t - (-\omega_{ac}\cdot\Delta t).$

Padalinę iš Δt gauname:

$$1)\ \frac{\Delta\vartheta}{\Delta t} = \omega_{ba} = \omega_{bc} - \omega_{ac} \qquad (27)$$

$$2)\ \frac{\Delta\vartheta}{\Delta t} = \omega_{ba} = \omega_{bc} - (-\omega_{ac}) = \omega_{bc} + \omega_{ac} \qquad (28).$$

Be to, konstatuojame, kad

$$\omega_{ba} = -\omega_{ab}.$$

11. Greitėjimai.

Ieškome grandies taškų greitėjimus sukėsio momentu apie momentinį sukėsio centrą.

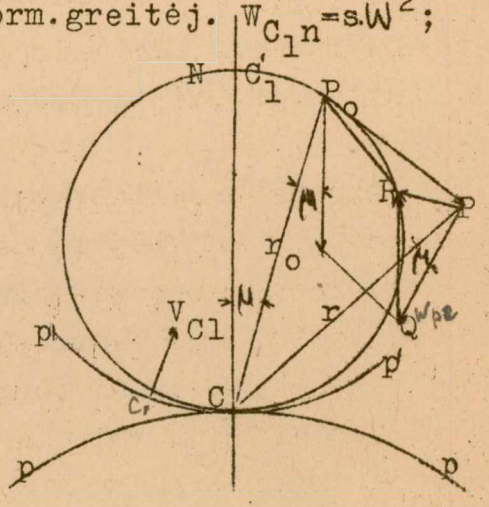
Duotos judoma p' p' ir nejudoma pp poloidės, momentinis sukėsio centras C, ω ir $\frac{d\omega}{dt}$. Ieškome greitėjimą taško P; CP = r. (brėž.93). Remdamies § IV.6. galime parašyti

$$W_p = W_C + W_{PC};$$

W_C – yra momentinio sukesio centro C greitėjimas; mes dar turime surasti. Imame judomos poloidės taską C_1 arti taško C; apie momentinį centrą C sukėsio metu greitis $V_{C_1} = \omega\cdot CC_1$ arba pavadinę $CC_1 = s$, gauname $V_{C_1} = \omega\cdot s$; taško C_1 norm. greitėj. $W_{C_1 n} = s\cdot\omega^2$; tangentinis gi greitėjimas

$$W_{C_1 t} = \frac{d(s\omega)}{dt} = \frac{\omega\, ds}{dt} + s\,\frac{d\omega}{dt};$$

kai taškas C_1 begalo artėja prie C, tai S mažėja ir riboje lygi $S_{lim} = 0$; tada $W_{C_1 n} = 0$; $W_{C_1 t} = \omega\cdot c$, kadangi $\frac{ds}{dt} = c$ sukesio centro persistumimo poloidės greitis; matome, kad greitėjimas taško C lygus $W_{Ct} = \omega c$ ir nukreiptas normalės kryptimi sukėsio pusėn.



brėž. 93.

Greitėjimas $W_{PC} = r\sqrt{\omega^4 + \left(\frac{d\omega}{dt}\right)^2} = r\cdot\lambda$ ir sudaro su spinduliu r kampą μ randamą iš lygties $\operatorname{tg}\mu = \frac{\frac{d\omega}{dt}}{\omega^2}$. Brėžinyje $\overline{PQ}$ yra W_{PC}, $\overline{QR} = W_C$ ir jų geometrinė suma $\overline{PR}$ yra W_P.

Jei išvesime ši C spindulį sudarantį kampą μ su normale, tai lengva dasiprotėti, kad ant jo yra taškas P_0, kurio greitėjimą $W_{P_0 C}$ ir W_C yra lygus bet priešingos krypties ir jų geometrinė suma lygi 0; t.y.

$W_{P_oC} = r_o\sqrt{w^4 + (\frac{dw}{dt})^2}$; $W_C = c.w$ arba

$r_o\sqrt{w^4 + (\frac{dw}{dt})^2} = cw$; iš ios lygties galime atrasti r_o.

$$r_o = \frac{cw}{\sqrt{w^4 + (\frac{dw}{dt})^2}} = \frac{c}{w}\cos\mu \quad (29);$$

šitoks taškas tėra tuo momentu vienas ir vadinasi momentinis greitėjimų centras (polis).

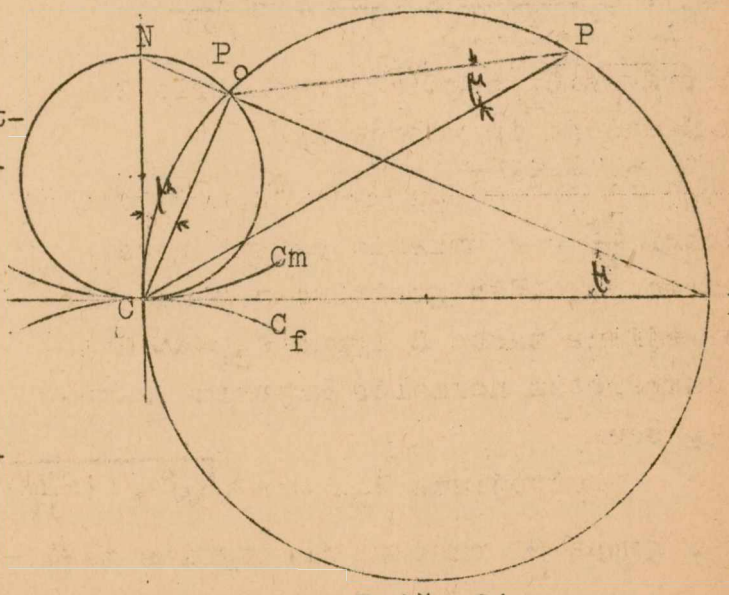
Kadangi $\frac{c}{w} = d$ - persilenkimo apskritimo skersmeniui, tai lygtis (29) rodo, kad taškas P (momentinis greitėjimų centras) guli persilenkimų apskritimo persikirtime su tiesiąja CP_o, einančia per momentinį sukėsio centrą C, nukreipta kampu μ nuo poloidžių normalės CN ton pusėn, kur nukreiptas kampinis greitėjimas $\frac{dw}{dt}$. Jei $\frac{dw}{dt} = 0$, t.y. judėjimas tolydinis, tai $\mu = 0$ ir greitėjimų centras gulės persikirtime normalės su persilenkimų apskritimu taške C_1'.

Kai duotajam momentui žinomas greitėjimų centras, lengvai surandami greitėjimai visų kitų grandies taškų. Iš brėžinio 93 matome, kad $\Delta RPQ \sim \Delta P_oCP$. Kadangi $\angle PQR = \angle PCP_o$ ir $\frac{PQ}{PC} = \frac{RQ}{P_oC} = \lambda$ todėl ir

$\frac{RP}{P_oP} = \lambda$; arba $RP = W_p = P_oP\lambda$ ir be to $P_oPR = \mu$;

Darome išvadą: kiekvienos grandies taško P greitėjimas tuo momentu proporcingas P taško nuotoliui nuo mom. greitėjimų centro P_o būtent $W_p = P_oP.\lambda$ ir nukreiptas nuo linijos PP_o (tuo pačiu) kampu μ ton pusėn atatinkamai kampinio greitėjimo $\frac{dw}{dt}$ ženklui. Momentinis greitėjimų centras greitėjimams yra tas pats, ką momentinis sukėsio centro greičiams.

Kai žinomas persilenkimų apskritimas ir greitėjimų centras, nesunku surasti geometrinę vietą taškų, kur tangentinis greitėjimas = 0 , o tėra vien įcentrinis greitėjimas (Bresse'o apskrit.). Brėžinys 94 rodo, kaip tas apskritimas surastas, ir kad jo taškai turi greitėjimus nukreiptus į moment. sukėsio centrą.



Brėž. 94.

12. Hartmano būdas trajektorijos kreivumo centrams ir persilenkimo apskritimams surasti.

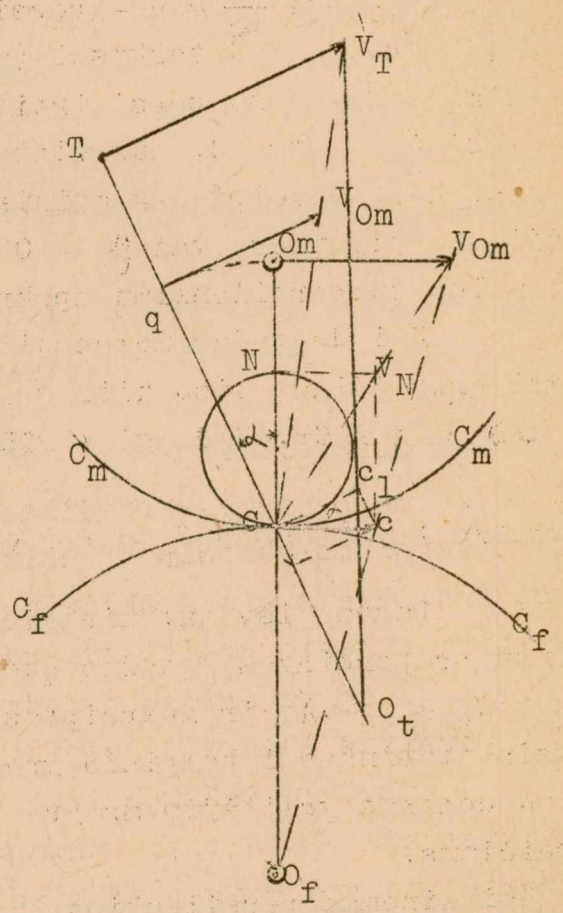
Parodysime grafinių būdu prigulmybių eilę tarp įvairių apibūdinančių judėsį elementų, būtent tokių, kaip kampinis sukėsio greitis, li-

Iš brėžinio (95) matome, kaip surandamas trajektorijos kreivumo centras, kai žinomi normalės 2 taškų A ir T greičiai V_A ir V_T.

2. Duota (br.96) grandies taško T greitis V_T ir judoma C_m ir nejudoma C_f poloidės, ieškome trajektorijos taške T kreivumo centrą O_t.

Mums žinomi duotųjų poloidžių kreivumo centrai O_m ir O_f; kai žinome greitį V_T, tai galime rasti ir kampinį sukesio greitį ω apie mom. centrą C iš lygties $\omega = \frac{V_T}{CT} = \frac{V_T}{q}$, kur q momentinis sukesio spindulys. Tada randame ir greitį taško O_m, priklausančio tai pačiai grandžiai, kaip ir taškas T.

Kadangi taškas C guli centrų linijoje O_mO_f ir momentinio sukimosi apie C metu galime skaityti, kad linijas O_fO_m sukasi apie centrą O_f, tai taško C greitis c surandamas, kaip parodyta brėžinyje.



brėž.96.

Išdėstę greitį c į dedamasias: vieną - statmeną tiesiajai CT ir kitą CF kryptimi mes gausime atsitikimą 1 p. išnagrinėtą ir rasime kreivumo centrą O_t. Kad tikrai taip yra, matome iš gaunamų prigulmybių: iš panašių trikampių

$$\triangle O_tTV_T \sim \triangle O_tCc_1$$

$$\frac{O_tT}{O_tC} = \frac{V_T}{c\cdot\cos\alpha} \text{ arba } \frac{r_t}{r_t-q} = \frac{q\,\omega}{c\cdot\cos\alpha}$$

arba $\frac{r_t\cos\alpha}{q(r_t-q)} = \frac{\omega}{c}$ arba

$$\frac{q+(r_t-q)\cos\alpha}{q\,(r_t-q)} = \frac{\omega}{c} \text{ arba } \left(\frac{1}{r_t-q}+\frac{1}{q}\right)\cos\alpha = \frac{\omega}{c} = \frac{1}{r_m}+\frac{1}{r_f} \qquad (24)$$

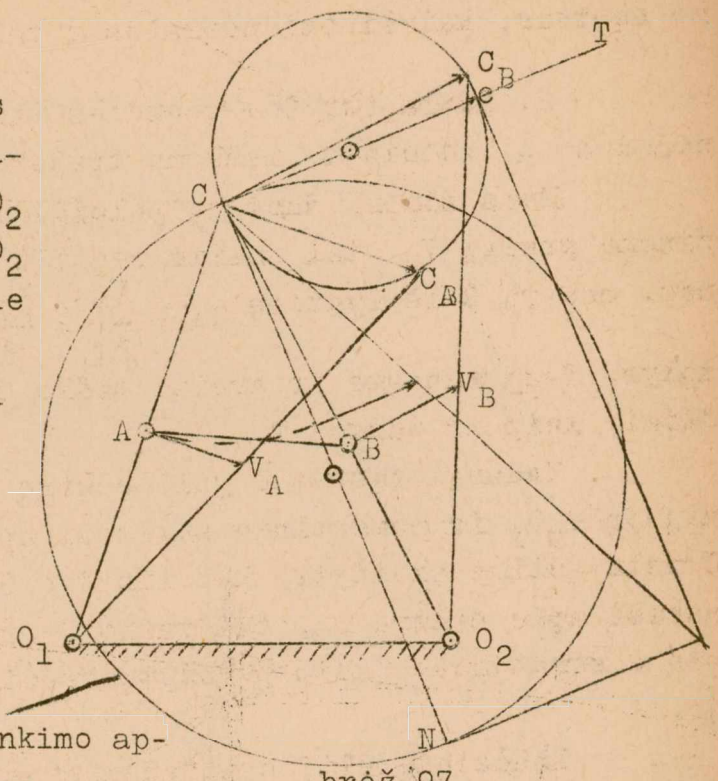
Šitą lygtį mes buvome išvedę anksčiau.

Einant tais pačiais 2 p. daviniais galima surasti ir persilenkimų apskritimas.

Persilenkimų apskritimo skersmens vienas galas bus C kitas bus ant tiesiosios CO_m taške N, kurį dar turime surasti; šitas taškas N dėl persilenkimų apskritimo taškų savybes turi greičio kryptį statmeną tiesiajai O_fO_m; iš kitos pusės jis turi gulėti ant tiesiosios jungiančios tašką C su galu vektoriaus V_n; todėl išvedę per vektoriaus c galą lygiagretę CO_m sąkryžyje su CV_m gausime V_N ir išvedę $NV_N \parallel$ vektoriui c rasime persilenkimo apskritimo polį N.

Pavyzdys 1.

Pasinaudodami išvestomis prigulmybėmis statome persilenkimo apskritimą keturiašonio O_1ABO_2 grandžiai AB. Duota: grandis O_1O_2 - stovas; grandis O_1A sukasi apie tašką O_1 ir grandis O_2BB sukasi apie tašką O_2 ir žinomi greičiai V_A ir V_B.



persilenkimo apskritimas

brėž. 97.

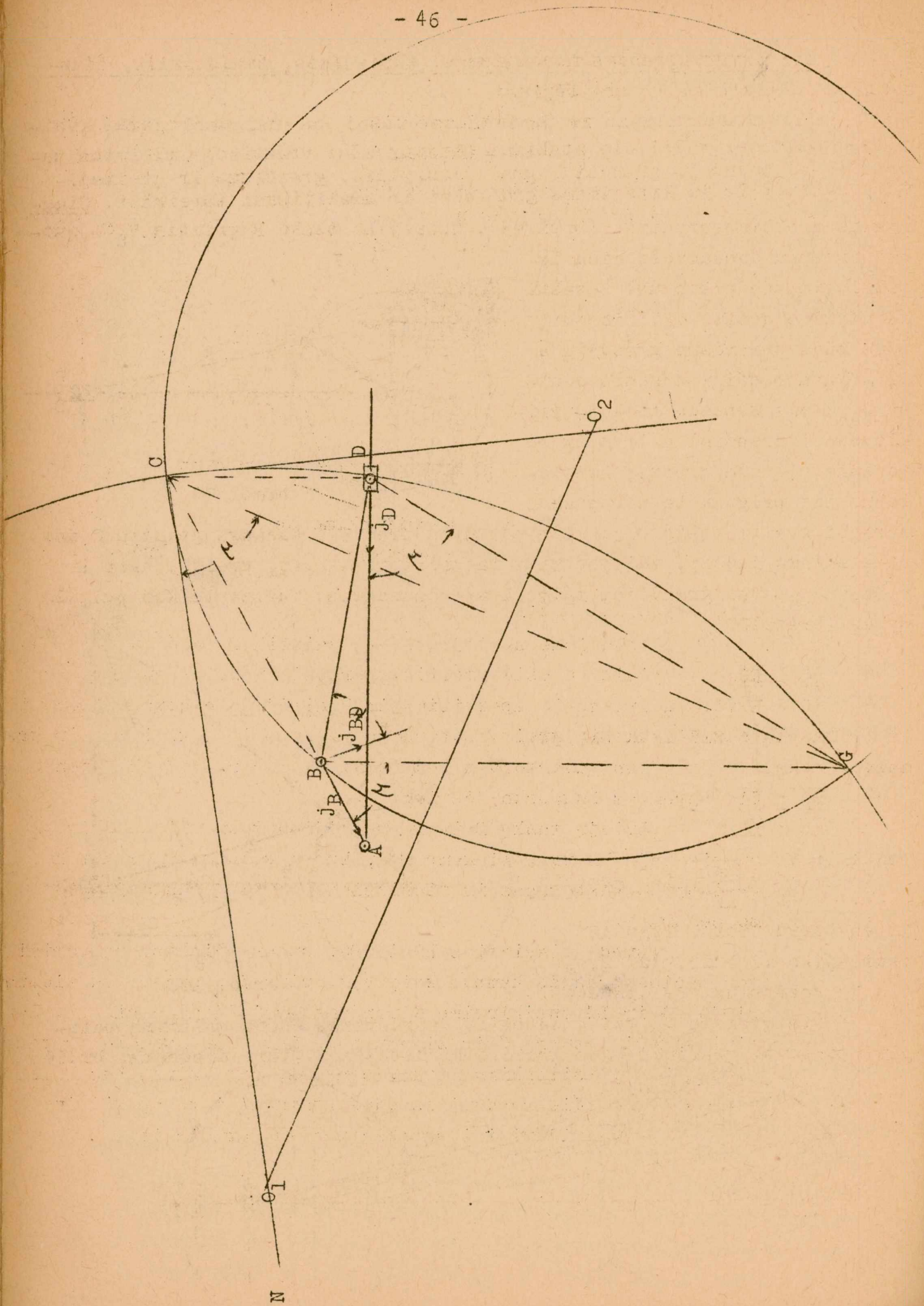
2 pavyzdys.

Mechanizme skriejikas - švaistiklis - čiaužyklis duotas skriejiko kampinis sukesio greitis. Surasti švaistiklio BD persilenkimų apskritimą, Bresse'o apskritimą ir greitėjimo centrą. Žinodami skriejiko kampinį sukesio greitį surandame taškų B ir A greičius ir greitėjimus.

Čion pavartoju nurodytą Rigos Techn. prof. N.Rozenuero būdą. Jis paremtas Žukausko dėsniu:

„Dviejų taškų B ir D greitėjimų geometrinis skirtumas sudaro su tiesiąja BD tą patį kampą μ, kuris gaunamas tarp kiekvieno taško greitėjimo vektoriaus ir tiesiosios, kuri tą tašką jungia su greitėjimo centru G.

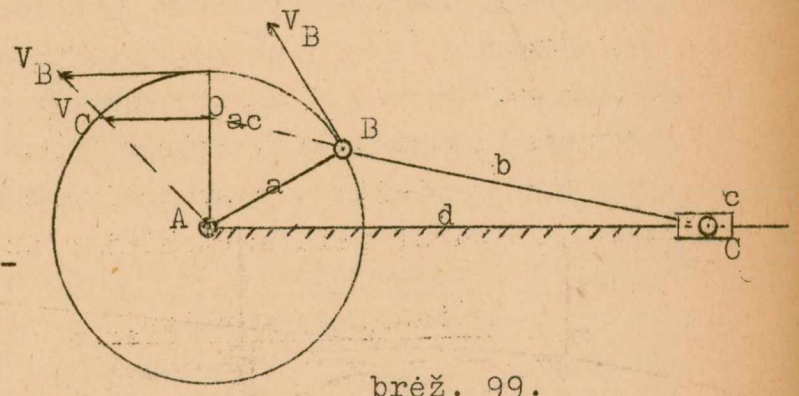
Išvedę tiesiąsias BG ir DG, sudarančias su vektoriais j_B ir J_A tos pačios prasmės kampus kaip vektorius j_{BD} sudaro su tiesiąja BD, tiesiųjų BG ir DG susikirtime G randame greitėjimo centrą G. Randame momentinį sukesio centrą C ir žinomu būdu išvedame normalę ir tangentę. Ant pirmos bus persilenkimų apskr. centras, ant antros bus Bresse'o apskritimo centras. Jie randami išvedus statmenį į tų apskritimų bendrą stygą GC per jos vidurį iki susikirtimo su normale ir tangente taškuose O_1 ir O_2.



Brėž. 98.

13. Keturiagrandis mechanizmas: skriejikas, švaistiklis, čiaužyklis. Jo greičiai ir greitėjimai.

Šitas mechanizmas ir jo atmainos labai daž nai vartojamas įvairiose mašinose; todėl čia atskirai peržiūrėsime praktikoje priimtus supaprastintus būdus jo grandžių, ypač čiaužyklio, greičiams ir greitėjimams surasti ir jų kitėjimams grafiškai ir analitiškai išreikšti. Čiaužyklio greičių suradimas (brėž.99). Skriejiko taško B greitis V_B - duotas ir mūsų duodamuose čion išvedžiojimuose pastovus. Surasti čiaužyklio greitį V_c. Žinomu mums būdu surandame grandžių a ir c jų momentinį sukesio centrą O_{ac}; čia supuola taškai, priklausanti grandims a ir c ir be to turi vienodą greitį; konstatavus šią prigulmybę nebesunku surasti greitį taško O_{ac}, kaip parodyta brėž.99, kadangi grandis C daro slenkamą judėsį, tai jos visi taškai turi tą patį greitį, kaip ir taškas O_{ac}, tai grandžiai taipogi priklausantis. Turime tokias prigulmybes (brėž.100):



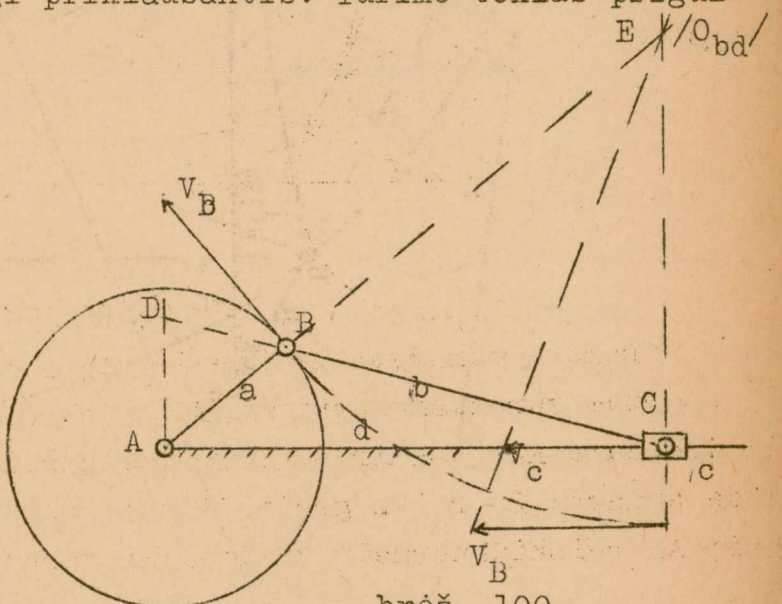
brėž. 99.

$$\frac{V_C}{V_B} = \frac{\overline{EC}}{\overline{EB}}$$

iš trikampių Δ ECB ir Δ DAB panašumo seka

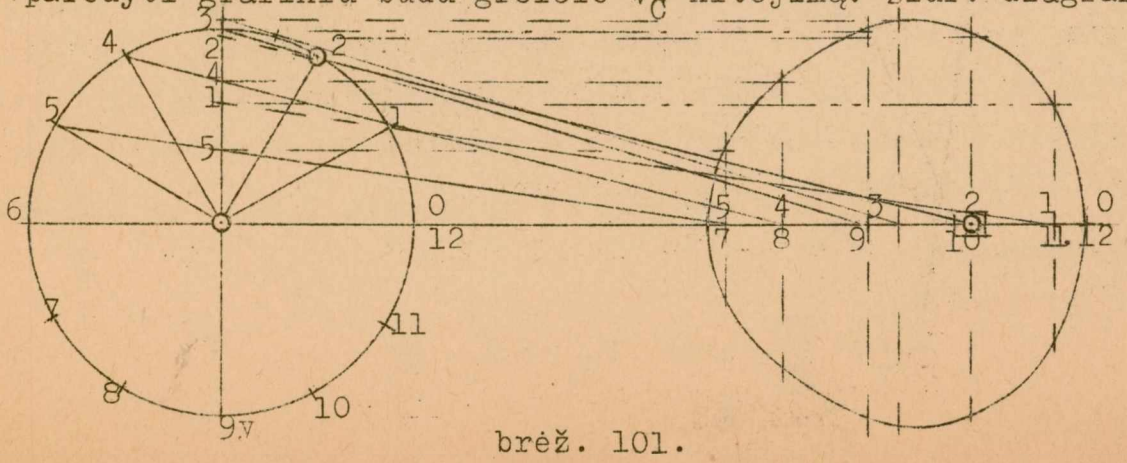
$$\frac{\overline{EC}}{\overline{EB}} = \frac{\overline{DA}}{\overline{AB}}$$

Todėl ir $\frac{V_C}{V_B} = \frac{\overline{DA}}{\overline{AB}}$, jei greičio V_B vektoriu imsime lygu AB (skriejiko ilgiui), tai greičio V_c vektorius bus lygus AD.



brėž. 100.

Šis greičio V_C per atkarpą AD vaizdavimas duoda galimumą patogiai parodyti grafiniu būdu greičio V_C kitėjimą. Žiūr. diagramą: br.101



brėž. 101.

Įsižiūrėjus į diagramą galime padaryti štai kokias pastabas:

1. Greičio V_C maximum pasiekiamas prieš vidurį čiaužyklio ėjos, skaitant nuo išorinio negyvosios padėties taško;

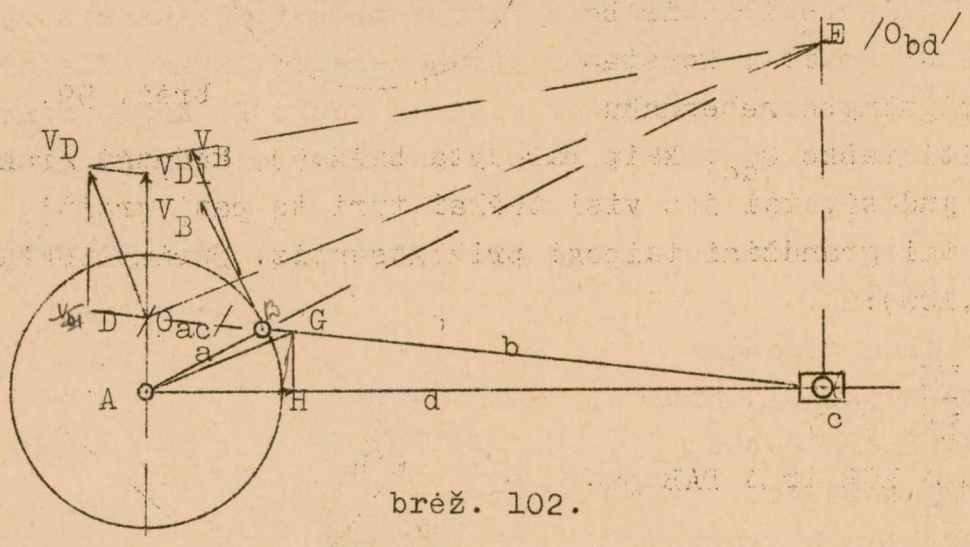
2. greičių kreivoji - nesimetriška atžvilgiu vertikalės ašies ir simetriška atžvilgiu gorizontalės ašies (ir tai tik tuo atveju kai taškai A ir C guli vienoje gorizontalėje plokšmėje).

3. Jei grandis b judėdama būtų lygiagretė grandžiai d tai greičiu V_C diagrama būtų apskritimas (garmoninis judėjimas).

4. Dabar gi kuo didesnį kampą β grandis b sudaro su grandimi d, tuo diagramos figura žymiau skiriasi nuo apskritimo.

5. Tarp skriejiko ir švaistiklio ilgių santykio mažėjimas artina čiaužyklio judėsį prie garmoninio judėsio.

Čiaužyklio greitėjimų suradimas (brėž.102).



brėž. 102.

Darome parodytą brėžinyje statybą:

tam surandame centrus E (O_{bd}), D (O_{ac}) jos jungiame tiesiąja ir išvedame AG ∥ DE ir GH ⊥ BC iki susikirtimo taške H su tiesiąja AC. Tada atkarpa AH reikš greitėjimą taško C (čiaužyklio) tame pat maste, kaip AB reiškia normalų greitėjimą taško B (skriejiko).

Į r o d y m a s

Anksčiau turėjome, kad $V_C = V_B \cdot \frac{AD}{AB}$, čiaužyklio greitis. Čiaužyklio greitėjimas W_c, arba kitaip sakant čiaužyklio greičio kitėjimo saikas, bus lygus dydžio $(V_B \cdot \frac{AD}{AB})$ kitėjimo saikui, t.y. dydžio AD kitėjimo saikui, nes V_B ir AB mūsų nagrinėjime skaitomi pastovūs.

Kitėjimas dydžio AD priguli nuo priklausančio grandžiai b taško D greičio kryptimi ⊥ AC; brėžinyje jis parodytas kaipo greitis VD_1, dedamoji greičio V_D. Taigi $W_c = \frac{V_B \cdot V_{D_1}}{AB}$. Iš trikampių $V_D D V_{D_1}$ ir AGH panašumo seka proporcija

$$\frac{V_{D_1}}{V_D} = \frac{\overline{AH}}{\overline{AG}} \quad \text{arba} \quad V_{D_1} = V_D \cdot \frac{\overline{AH}}{\overline{AG}};$$

iš brėžinio matome: $\frac{V_D}{V_B} = \frac{\overline{ED}}{\overline{EB}}$;

del trikampių EDB ir AGB panašumo gauname $\frac{\overline{ED}}{\overline{EB}} = \frac{\overline{AG}}{\overline{AB}}$. Tada

$$V_D = V_B \cdot \frac{\overline{AG}}{\overline{AB}};$$

dabar $V_{D_1} = V_B \cdot \frac{\overline{AG}}{\overline{AB}} \cdot \frac{\overline{AH}}{\overline{AG}} = V_{B_2} \cdot \frac{\overline{AH}}{\overline{AB}}$; ir

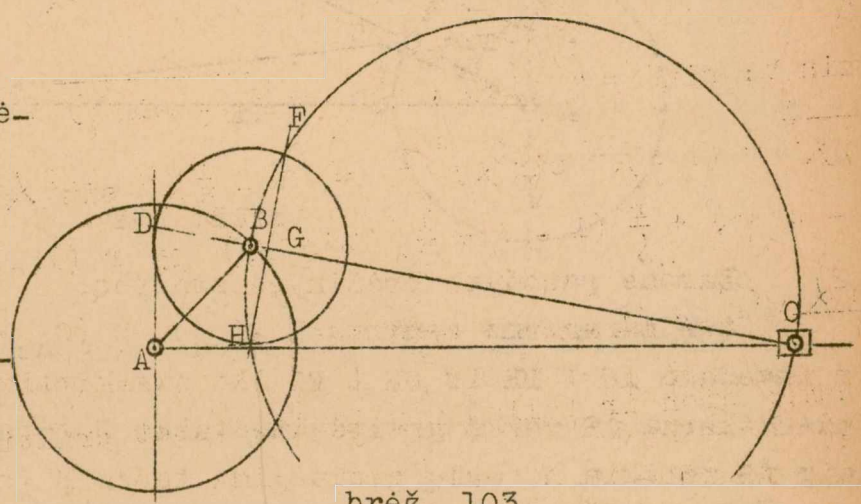
$$W_c = \frac{V_B}{\overline{AB}} \cdot V_B \cdot \frac{AH}{\overline{AB}} = \frac{V_B}{AB^2} \cdot AH = \omega_b^2 \cdot AH,$$ čion ω_b skriejiko kampinis sukesio greitis.

Jeigu skriejiko greitėjimą $\omega_b^2 . AB$ reiškiame vektorium AB, tai čiaužyklio greitėjimą reikš vektorius $\overline{AH}$.

2. Ką tik parodytas būdas čiaužyklio greitėjimams grafiniu būdu surasti reikalauja turėti brėžinio ribose momentinį sukėsio centrą O_{bd}. Išnagrinėsime kitą būdą, kur tas centras nereikalingas (Klein'o būdas), Aprašome apskritimą diametro BC ir kitą iš taško B, kaipo centro, spinduliu BD. Jų susikirtimo taškus F ir H jungiame chorda FH ir žymime persikirtimą su BC raide G.

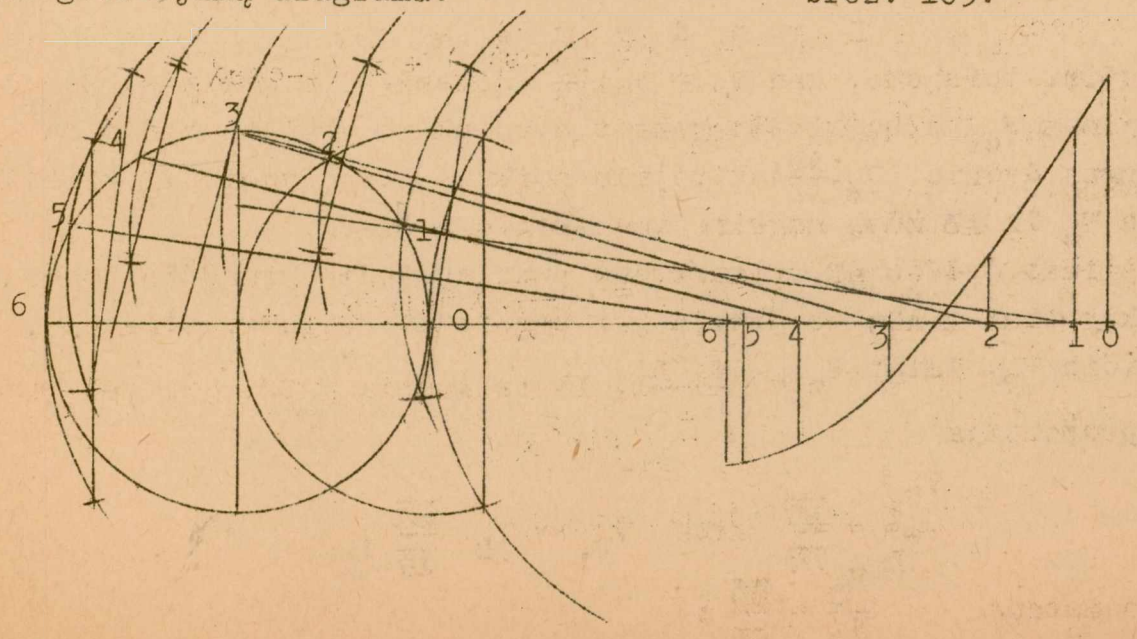
Iš brėžinio 103 matome, kad BG : BD = BA : BE = BD : BC ir $BD^2 = BG.BC$; BF = BD.

Taškai G ir H čion surandami be pagelbos taško O_{bd}. Brėžinys 103 rodo Klein'o būdą greitėjimams W_c surasti. AH duoda čiaužyklio C greitėjimą tame pat mastelyje, kaip $\overline{AB}$ duoda skriejiko taško B įcentrinį greitėjimą.



brėž. 103.

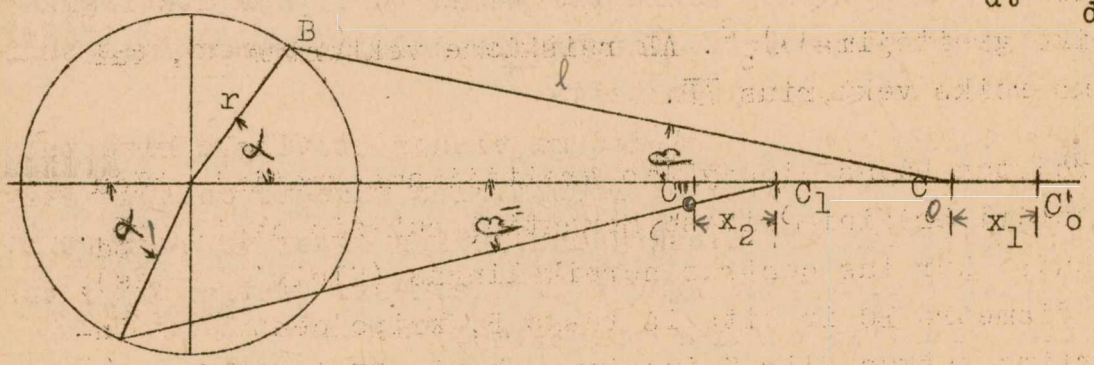
Brėž. 103a duota čiaužyklio greitėjimų diagrama.



Brėž. 103a.

14. Analitinis būdas mechanizmo: skriejikas, švaistyklis, čiaužyklis grandies čiaužyklio keliui, greičiams ir greitėjimams surasti.

Nagrinėjame atsitikimus: 1) kada čiaužyklis iš dešinės negyvosios padėties taško C_o^1 eina į kairįjį C_o ir 2) kada čiaužyklis iš kairės negyvosios padėties taško C_o'' eina į dešinįjį tašką C_o; mechanizmo dydžiai r ir l duoti; ieškome kelią išeitą 1 ir 2 atsitikime x_1 ir x_2 atitinkamai brėžinyje parodytai konfiguracijai. Greičius ir greitėjimus surandame, kaipo laiko pirmąją ir antrąją išvestinę $\frac{dx}{dt}$, $\frac{d^2x}{dt^2}$;



brėž. 104.

I. $x_1 = r + l - (r\cos\alpha + l\cos\beta) = r(1 - \cos\alpha) + l(1 - \cos\beta)$

$\frac{r}{l} = \lambda$

$r\sin\alpha = l\sin\beta$; $\sin\beta = \lambda\sin\alpha$; $\cos\beta = \sqrt{1 - \sin^2\beta} =$

$= \sqrt{1 - \lambda^2\sin\alpha^2} = (1 - \lambda^2\sin^2\alpha)^{1/2} \simeq 1 - \frac{1}{2}\lambda^2\sin^2\alpha$

$x_1 \simeq r(1 - \cos\alpha) + \frac{r}{\lambda}(1 - 1 + \frac{1}{2}\lambda^2\sin^2\alpha) \simeq r(1 - \cos\alpha) +$

$+ \frac{r\lambda\sin^2\alpha}{2} \simeq r(1 - \cos\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha)$ (30)

Tenkinamės čion ir toliau apytikriais, bet praktikai užtektinais dydžiais.

II. $x_2 = l\cos\beta_1 - r\cos\alpha_1 - (l - r) = -l(1 - \cos\beta_1) + r(1 - \cos\alpha_1)$

$\lambda = \frac{r}{l}$; $l\sin\beta_1 = r\sin\alpha_1$; $\sin\beta_1 = \lambda\sin\alpha_1$

ar $\beta = 1 - \frac{1}{2}\lambda^2\sin^2\alpha_1$.

$x_2 = -l(1 - 1 + \frac{1}{2}\lambda^2\sin^2\alpha_1) + r(1 - \cos\alpha_1) = -\frac{r}{2\lambda}\cdot\lambda^2\sin^2\alpha_1 +$

$+ r(1 - \cos\alpha_1) = r(1 - \cos\alpha_1 - \frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha_1)$ (31)

Bendrai abiems atsitikimams $x = r(1 - \cos\alpha \pm \frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha)$ (32)

tada abiems atsitikimams greičiai ir greitėjimai atrodys

$V = \frac{dx}{dt} = r\omega(\sin\alpha \pm \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha)$ $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$ (33)

$W = \frac{dx}{dt^2} = r\omega^2(\cos\alpha \pm \lambda\cos 2\alpha)$ (34).

TIESIOGINIS PAGRINDINIŲ GRANDŽIŲ LIETIMASIS.

VI. I klasė: pagrindinių grandžių greičių dydžių santykis pastovus, greičių krypčių santykis pastovus.

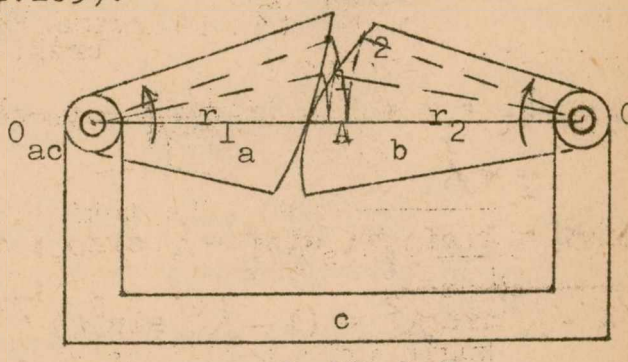
1. Riedėjimo lietimasis.

Kai du kūnai juda prisilytėdami vienas kito taip, kad prisilytėjimo taške nėra jų reliatyvaus judėsio, tai sakoma, kad jie vienas kitu rieda; prisilytėjimo taške tie kūnai turi tada atžvilgiu trečio kūno vienodus greičius ir jų tarpusavio judėsio momentinis sukėsio centras randasi prisilytėjimo taške.

Kada du kūnu a ir b riedėdami vienas atžvilgiu kito tuo pačiu laiku sukasi apie pastovius ar momentinius sukesio centrus atžvilgiu trečio kūno (c), tai ant tiesės jungiančios šiuos du centrus t.y. O_{ac} ir O_{bc} guli ir reliatyvaus kūnų a ir b sukėsio centras O_{ab}; tas seka iš teoremos apie tris centrus (brėž.105).

Darome ir tolimesnes išvadas:

1. Spindulių r_1 ir r_2 suma (r_1+r_2) visuomet pastovi (lygi atstumui tarp pastovių centrų O_{ac} ir O_{bc}).



brėž. 105.

2. Kai duotas vienos grandies profilis, galima surasti profilį ir kitos grandies, jei jų tarpusavis judėsys, sukantis apie pastovius centrus, yra riedėjimas. Duotas grandies a profilis ir jo taškas 1 , reikia surasti grandies b profilio atitinkamą tašką 1 . Spinduliu $O_{ac}1$ rašome lanką iki susikirtimui su tiesiąja $O_{ac}O_{bc}$ taške A; spinduliu $O_{bc}A$ iš centro O_{bc} rašome lanką ir iš centro O_{ab} sinduliu $O_{ab}1$ rašome lanką iki susikirtimo taške 1 , kuris ir bus ieškomasai ir t.t. Taškai imami netoli vienas nuo kito.

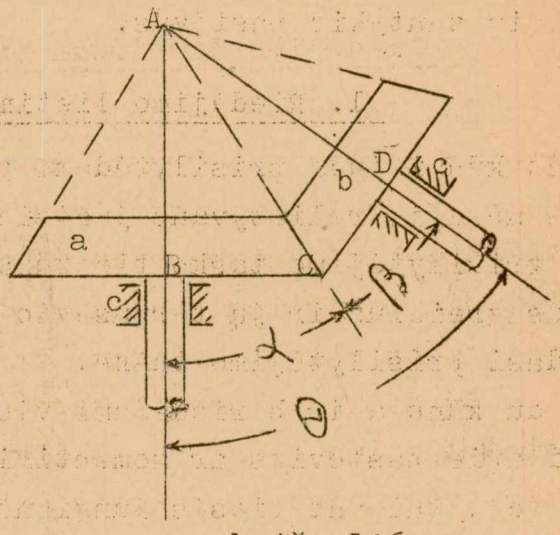
3. Kampiniai sukėsių greičiai ω_{ac} ir ω_{bc} santykiuoja atvirkščiai proporcingai spinduliams r_1 ir r_2 t.y. $\omega_{ac} : \omega_{bc} = r_2 : r_1$ tas seka iš to, kad $V_{o\ ab} = \omega_{ac} \cdot r_1 = \omega_{bc} \cdot r_2$. Ši išvada tinka ir kai O_{ac} ir O_{bc} yra momentiniai ar pastovūs sukesio centrai.

Kai greitis $V_{o\ ab}$ yra pastovus, kampinių sukesių greičių santykis turi būti pastovus, taigi ir spindulių r_2 ir r_1 santykis pastovus, o tas gali būti įvykinta tik kai grandžių profiliai bus apskritimai, t.y., kai grandžių piūviai statmeni sukimosi ašiai bus apskritimai.

4. Kai prisilytėjimo taškas randasi tarp šarnirų, tai kampiniai sukėsio greičiai yra priešingos krypties. Kai prisilytėjimo taškas krinta iš oro šarnirų, tai kampiniai sukėsio greičiai turi vienodą kryptį.

Riedančiųjų kūgių greičių santykis.

Kūgiai liečia vienas kitą riedėdami ir perduoda judėsį vieno veleno kitam; velenai ne lygiagretūs, bet jų ašis sudaro kampą Θ (br. 106); kūgių viršūnių kampai 2α ir 2β; nustatome prigulmybę kampinio sukėsio greičių santykio su pažymėtais kampais. Turime tris grandis: a, b ir c (stovas). Jei kūgiai prisilytėdami rieda, tai



brėž. 106.

$$\frac{W_{bc}}{W_{ac}} = \frac{BC}{CD}$$

$$\sin\alpha = \frac{\overline{BC}}{\overline{AC}}$$

$$\sin\beta = \frac{CD}{AC}\cdot\frac{\sin\alpha}{\sin\beta} = \frac{BC}{CD} = \frac{W_{bc}}{W_{ac}}$$

$$\alpha = \Theta - \beta$$

$$\frac{\sin(\Theta-\beta)}{\sin\beta} = \frac{W_{bc}}{W_{ac}}$$

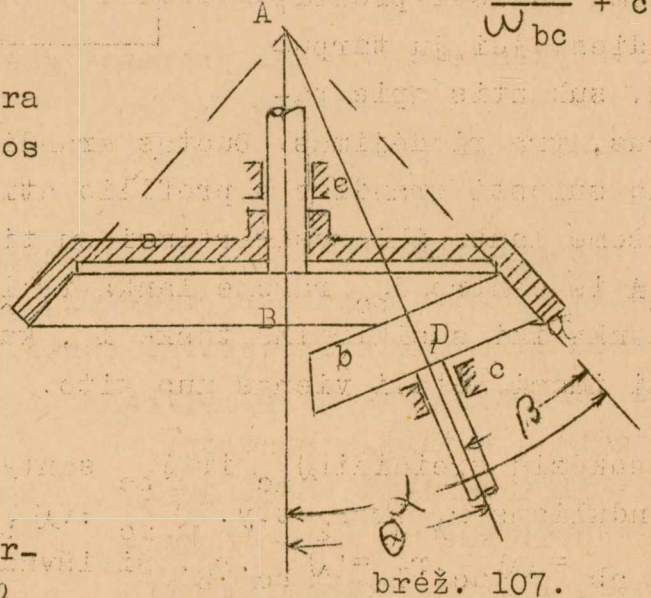
arba $\frac{\sin\Theta\cos\beta - \cos\Theta\sin\beta}{\sin\beta} = \frac{W_{bc}}{W_{ac}}$; dalinant iš $\cos\beta$ vardiklį ir skaitiklį, gauname

$$\frac{\sin\Theta}{tg\beta} - \cos\Theta = \frac{W_{bc}}{W_{ac}} \quad \text{ir}$$

$$tg\beta = \frac{\sin\Theta}{\frac{W_{bc}}{W_{ac}} + \cos\Theta} \quad (35)$$

tokiu pat būdu randame $tg\alpha = \frac{\sin\Theta}{\frac{W_{ac}}{W_{bc}} + \cos\Theta}$ (36)

Kai kūgių prisilytėjimas yra iš vidaus (brėž.107), tos pačios prigulmybės atrodo štai kaip:



brėž. 107.

$$tg\beta = \frac{\sin\Theta}{\frac{W_{bc}}{W_{ac}} - \cos\Theta} \quad (37)$$

$$tg\alpha = \frac{\sin\Theta}{\cos\Theta - \frac{W_{ac}}{W_{bc}}} \quad (38)$$

Gautos iš anksčiau parašytų formulių įstatant $(-\beta)$ vietoje β ir $-W_{bc}$ vietoj W_{bc}. Šitos formulės leidžia mums surasti kūgių kampus, kai duotas kampas tarp velenų ašių ir kampinių greičių santykis.

Visa kas aukščiau pasakyta apie riedėjimo lietimosi kinematikos savybes randa praktišką pritaikymą frikcinėse pavarose, kur slidimo lietimasis vengiamas; einant Villiso klasifikacija I klasei priklauso cilindrinės ir kūginės frikcinės pavaros, su kuriomis esame susipažinę iš mašinų elementų kurso. Iš ten žinome, kad slidimo visai išvengti sunku ir todėl sunku išlaikyti kampinių sukėsio santykio pastovus

dydis, kas vykdant energijos perdavimą nuo vieno veleno kitam reikalinga varančios ir varomosios grandžių riedamieji paviršiai žymiai spausti vienas prie kito.

3. Riedėjimo lietimosi pakeitimas slidimo lietimuisi.

Kad išvengus reidėjimo lietimosi trūkumų gluotnius riedančius paviršius pakeičiama krumpliuotais; senasai riedėjimo paviršius darosi dabar teoretiniu, atžvilgiu kurio krumpliai dalinami į dvi dalis: galvutes ir pašaknius; buvusis riedėjimo paviršius dabar vadinamas pradėtiniu paviršiumi; dažniau turima reikalo su jo projekcija į plokšmę, statmeną ašiai, vadinama pradėtiniu apskritimu.

Iš mašinų elementų kurso žinome, kad pavartojus aprašytą pakeitimą, galime tiksliai išlaikyti kampinių sukesio greičių santykį, ir tarp varančios ir varomos grandies prisiliečiančių paviršių prie to paties perduodamo galingumo gaunasi žymiai mažesnis spaudimas; bet dabar vietoje buvusio riedėjimo lietimosi gaunami slidimo lietimasis, o riedėjimas tik būna tuo momentu, kai prisilytėjimo taškas atsiduria ant pradėtinio apskritimo.

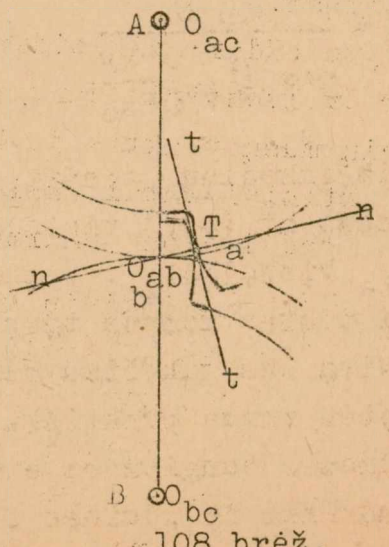
A grupės I klasei priklauso cilindrinės, kūginės, giperboloidinės slieko pavaros.

Pažvelgsime pagrines bendras kinematines savybes:

1. Varančios ir varomosios grandies kampinių sukesio greičių $\frac{W_{ac}}{W_{bc}}$ santykis atvirkščiai proporcingas jų dantų skaičiams Z_b ir Z_a

t.y., $\frac{W_{ac}}{W_{bc}} = \frac{Z_b}{Z_a}$;

2. Prisiliečiančiųjų dantų paviršių bendroji normalė lietimosi taške visuomet eina per pradėtinių apskritimų lietimosi tašką. A ir B ratų sukimosi ašių centrai (brėž.108). T - profilių lietimosi taškas; tiesioji n - n yra prisiliečiančiųjų paviršių bendroji normalė lietimosi taške T. Reikia įrodyti, kad ta normalė kerta centrų liniją, kur prisilyti pradėtiniai paviršiai, jei yra duota, kad kampinių greičių santykis pastovus.



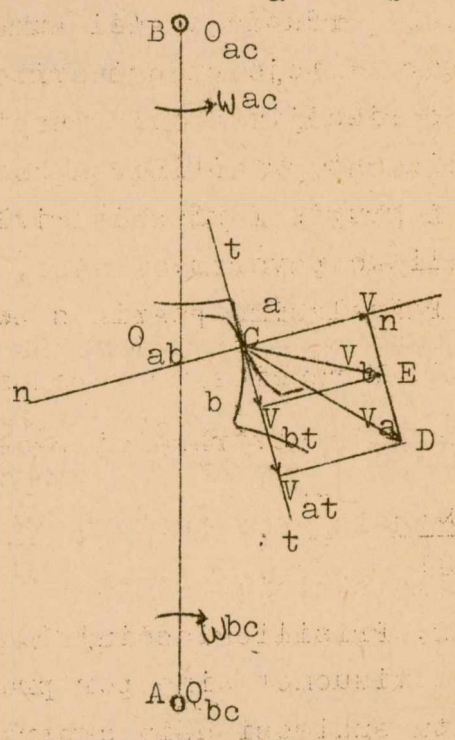
108 brėž.

Dviejų dantų supuolančių taškų prie T reliatyvus judėsys gali vykti tik tangento tt kryptimi. Kitaip dantys turėtų arba atsitolinti vienas nuo kito arba įsispausti vienas į kitą. Bet šitas reliatyvus vieno danties (a) atžvilgiu kito (b) judėsys gali būti sukėsys

tik apie centrą (O_{ab}), kuris randasi ant normalės nn , einančios iš taško T. Iš teoremos apie tris centrus mes žinome, kad tas momentinis reliatyvaus dviejų kūnų judėsio centras turi būti ant tiesiosios, jungiančios sukėsio centrus kūnų a ir b būtent, O_{ac} ir O_{bc}. Taigi jis randasi persikirtimo linijų AB ir nn vietoje, t.y., taškas P. Kadangi taškas P yra bendras ir kūnui a ir kūnui b , tai jo greitį galime išreikšti $V_p = \omega_{ac} \cdot AP = \omega_{bc} \cdot BP$, iš čion $\frac{\omega_{ac}}{\omega_{bc}} = \frac{BP}{AP}$ ir tas santykis yra Const. Geometrinė vieta taškų P vienam (a) ir antram (b) kūnuose ir bus pradėtiniai apskritimai.

3. Dantų slidimas.

Brėžinyje 109 parodytoje padėtyje prisilytėjimo taškas C kaipo priklausantis ir kūnui a ir kūnui b turi greičius V_a ir V_b. Išdėsčius kiekvieną iš jų normalės ir liečiamosios taške C kryptimis gauname, kad dedamosios normalė kryptimi turi būti lygios, kitaip dantis atitolsta viens nuo kito, arba įsispaustų viens į kitą. Tangentinės dedamosios ne lygios, todėl ir gaunasi slidimosi reiškinys; tas slidimo greitis proporcingas atstumui nuo reliatyvaus kūnų a ir b sukesio centro O_{ab}; $\omega_{ab} = \omega_{ac} \pm \omega_{bc}$. Slidimo greitis $V_{sl} = (\omega_{ac} \mp \omega_{bc}) \cdot O_{ab}C$. Ženklas - kai iš vidinis kabinimas. Slidimo greitis didžiausias dantims pradedant kabintis ir baigiant kabiniąsi.



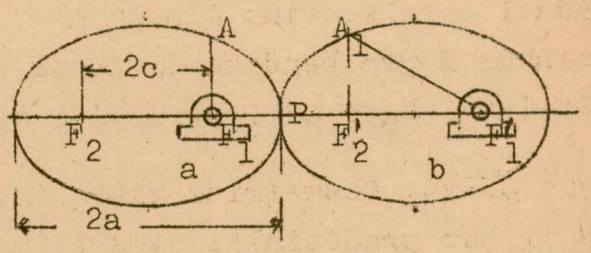
brėž. 109.

Dantymo būdai: cikloidinis ir evolventinis, dantų dydžiai, cikloidinio ir evolventinio dantymo būdų geros ir blogos pusės dažniau pasitaikančių mūsų praktikoje krumpliaračių pavarų (cilindriniai, kūginiai, sraigtiniai ratai, sliekas ir slieko ratas) paliesti mašinų elementuose, todėl čion nekartosime.

VII. II klasė. Pagrindinių grandžių greičių dydžių santykiai kintami; greičių krypčių santykis pastovus arba kinta vienu laiku.

Šitai klasei priklauso neapskriti ratąi (praktikoje dažniausia elipsio formos), kurie perduoda judėsį riedėjimo lietimo būdu, neapskriti krumpliaračiai (elipsio formos) perduodanti judėsį slidimo lietimo būdu. Tų ratų ašis gali būti lygiagretės, persikertančios ir susikryžiuojančios. Mes paliesime lygiagrečių ašių atsitiki-

mą, kaip iš visų dažniausiai pasitaikantį (brėž.110). Duoti du lygūs elipsai brėžinyj parodytoje padėtyje. Sukimosi centrai yra fokusai F_1 ir F_1'. Turime riedėjimo lietimosi atsitikimą, kadangi lietimosi taškų spindulių suma bus lygi tarp sukimosi ašių atstumų. Jei išeidami iš brėžinio padėties iš taško P vienu tuo pačiu spinduliu užkirsime ant elipsų taškus A ir A_1, turėdami galvoje, kad stygos PA ir PA_1 lygios, ir todėl lankai PA ir PA_1 dėl simetrijos yra lygūs, mes sukdami elipsą a pamatysime, kad taškai A ir A_1 supuls ir bus grynas riedėjimas, nes $F_1'A + F_1'A = F_1'P + PF_1$, t.y., pastoviam atstomui tarp velenų (didžiajai elipsio ašiai).



brėž. 110.

Moment. kampinių sukesių greičių W_{bc} ir W_{ac} santykis kai prisilies taškai A ir A_1 bus atvirkščiai proporcingas atstumams lietimųsi taškų nuo sukimosi ašių, t.y.,

$\frac{W_{bc}}{W_{ac}} = \frac{F_1A}{F_1'A}$; matome iš brėžinio, kad santykis $\frac{W_{bc}}{W_{ac}}$ svyruos tarp $\frac{a-c}{a+c}$ ir $\frac{a+c}{a-c}$. $\frac{W_{bc}}{W_{ac}}$ max $= \frac{a+c}{a-c}$ (39). Paprastai varančioji grandis daro pastovų apsisukimų skaičių, kinta $\frac{W_{bc}}{W_{ac}}$ min $\cdot \frac{a-c}{a+c}$ (40) varomosios grandies apskritimų skaičius, tada jei grandis a yra varančioji.

W_{bc} min $= W_{ac} \cdot \frac{a-c}{a+c}$ arba įvedę santykį $\frac{c}{a} = c$ gauname ir t.t.

W_{bc} max $= W_{ac} \cdot \frac{a+c}{a-c}$ gauname W_{bc} min $= W_{ac} \cdot \frac{1-c}{1+c}$ (41)

$$W_{bc} \text{ max} = W_{ac} \cdot \frac{1+c}{1-c} \qquad (42)$$

Gluotniais elipsiniais ratais perdavimas galimas, kaip matosi iš brėžinio, tik apsisukimo pusę (kol radius vektorius didėja), sekančioje pusėje gluotnių ratų perdavimas jau nebegalimas.

Kad galima būtų vykdyti perdavimą per visą apsisukimą ir kad pripuolamas slidimas nekliudytų išlaikyti reikalingos varančios ir varomosios grandies kampinių sukesių tam tikrą santykį, vartojami vietoje gluotnių ratų elipsiniai krumpliaračiai profiliais sudarytais tais pačiais pagrindais, kaip ir apskritų krumpliaračių.

VIII. III klasė. PAGRINDINIŲ GRANDŽIŲ GREIČIŲ DYDŽIŲ SANTYKIS PASTOVUS IR KINTAMAS.

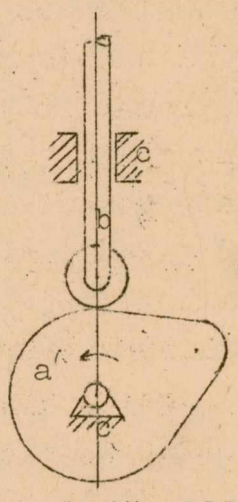
Greičių krypčių santykis kintamas.

1. Šiai klasei priklauso įvairus ekscentrikai ir gumbai.

Ekscentrikais dažniausia vadinami apskriti skridiniai, turintieji sukimosi ašį nesupuolančią su skridinio geometrine ašimi. Gumbais vadinsime tam tikrų kreivių profilio diskus aklai pasodintus ant besisukančių velenų, ar tam tikras veleno ataugas. Ekscentriko mechanizmas, kaip jau anksčiau esame kalbėję, yra tam tikra atmaina mechanizmo skriejikas - švaistyklis - čiaužyklis ir todėl turi to mechanizmo ir kinematines savybes.

Todėl čion mes trumpai panagrinėsime tik gumbų mechanizmo kinematines savybes ir jų profilių kreivųjų sudarymo būdą.

Gumbo mechanizmas susideda iš trijų grandžių (brėž.111) gumbas (a), kurio lietimosi paviršiaus projekcija į statmeną plokšmę yra ar tam tikra kreivoji, ar tiesioji linija; jo sekėjas (b), kurio judėsys gaunamas, kaipo lietimosi su besisukančiu gumbu pasekmė ir stovas (c), kuris palaiko ir gumbą su jo velenu ir jo sekėją su atramomis. Gumbo mechanizmo paskirtis nepertraukiamo sukesio judėsį pakeisti į tam tikrą apibrėžtą svyruojantį 1) tiesialininį ar 2) sukimosi judėsį.

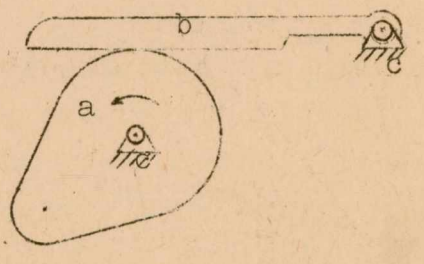


brėž. 111.

Mes nagrinėsime du klausimus.

a) Duotas gumbo profilis ir jo sukesio dėsnis. Rasti sekėjo judėsį?

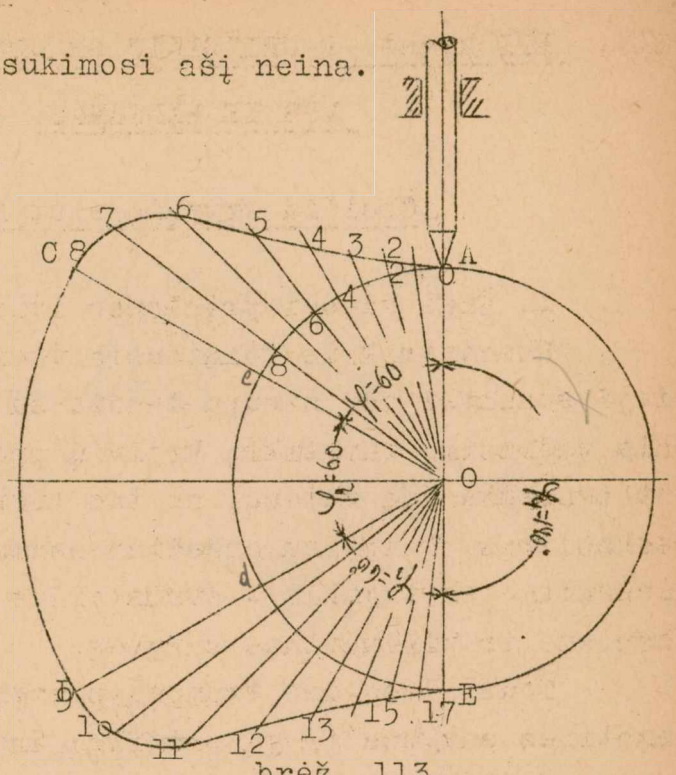
b) Duotas gumbo profilis ir jo kampinis greitis ω_{ac}; brėž.113. Rasti sekėjo judėsį: jo kinematines savybes: grandis a - gumbas; grandis b - gumbo sekėjas, grandis c - stovas. Grandžių a ir b suverimas - jėgos. Iš brėžinio aišku, kad, kai gumbas su velenu sukasi, sekėjas vaikščioja aukštyn ir žemyn; sekėjo ašis šitame atsitikime eina per gumbo sukimosi centrą; vėliau nagrinėsime ir kitokį atsiti-



brėž. 112.

kimą, kada sekėjo ašis per gumbo sukimosi ašį neina.

Parodytam brėžinyje atsitikime, t.y., kai gumbas sukasi laikrodžio kryptimi, sekėjas eina aukštyns, kol gumbas pasisuka kampu AOC = φ_1, stovi pakilęs, kol gumbas sukasi kampu COD = φ_2 ir leidžiasi žemyn gumbo sukimosi metu kampu DOE = φ_3 ir stovi, nusileidęs žemyn, gumbo sukimosi metu kampu EOA = φ_4. Toliau judėsys kartojasi. Sekėjo aukščiausias pakilimas = $\overline{cC}$ ar $\overline{dD}$.



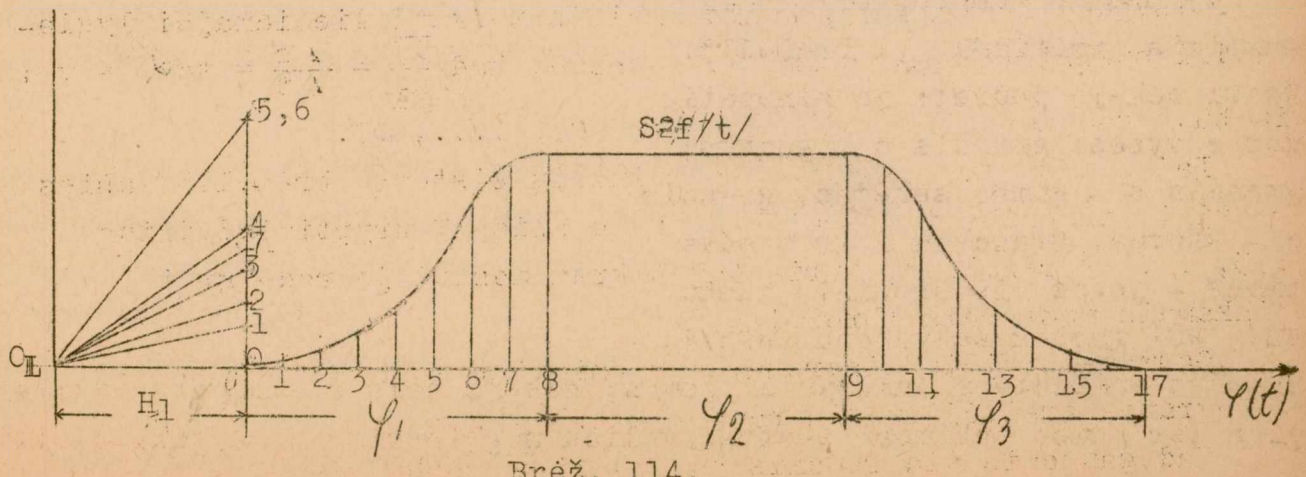
brėž. 113.

Gumbo mechanizmo kinematines savybes patogu pažinti, sudarius sekėjo 1) kelio, 2) greičio ir 3) greitėjimo diagramas.

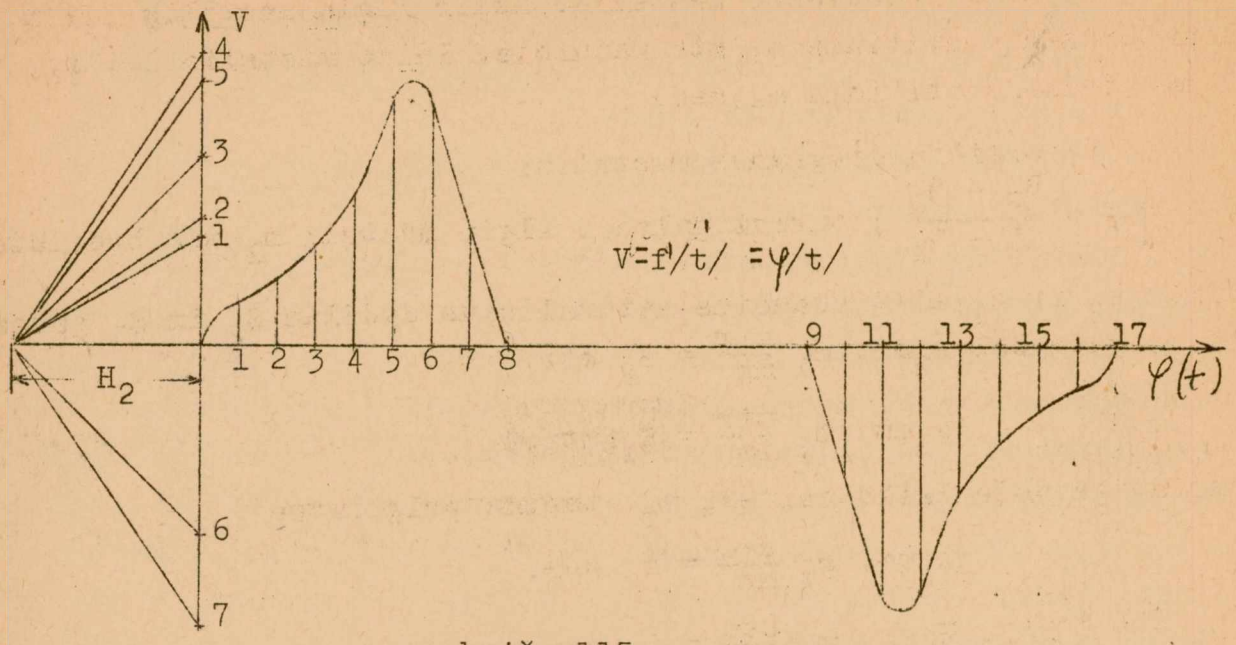
Turėdami gumbo profilį ir žinodami jo kampinio sukėsio greitį w_{ac}, kuris dažniausiai yra pastovus dydis, mes darome sekėjo kelio (S) diagramą; iš jos jau galime sudaryti greičių ir greitėjimų diagramas ir tokiu būdu galėsime turėti sekėjo greičius ir greitėjimus norimais momentais.

Sekėjo kelio diagramą darome štai kaip:

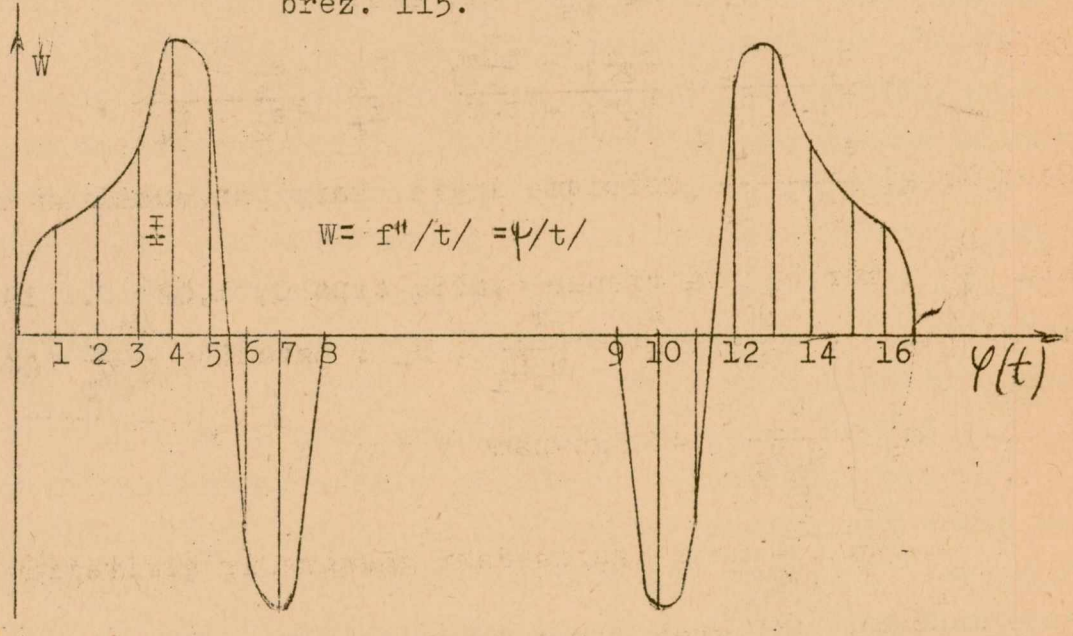
Orotgonalinėje koordinatų sistemoje ašies X kryptimi atidedame gumbo pasisukimo kampus φ_1, φ_2, φ_3, φ_4 tam tikram mastelyje, o ašies Y kryptimi tam tikrame mastelyje tiems pasisukimo kampams atitinkamus sekėjo kelius s , kurių gavimas aiškus iš brėžinio 113. Tokiu būdu grafiniai išreiškime prigulmybę tarp s ir φ , o kadangi kampo dydis proporcingas laikui t nuo periodo pradžios, tai tuo pačiu laiku gauname prigulmybę tarp s ir t , būtent S = f(t). (brėž.114).



Brėž. 114.



brėž. 115.



brėž. 116.

Iš kelio S diagramos gauname greičių diagramą, išeidami iš žinomos prigulmybės $\frac{ds}{dt} = v = tg\alpha$.

Iš brėž. 114 paėmę momentus, atitinkančius pavyzd. padalinimui 3 ir 4 matome $\frac{\Delta s}{\Delta t} = tg\alpha = v$; toliau paėmę tašką O atstume H nuo taško O ir išvedę tiesiąją $\overline{O3}$, kelio kreivės taške 3 liečiamajai lygiagretę iki susikirtimo su ašimi Y, gauname, kad $\frac{\overline{O3}}{H_1} = \frac{\Delta s}{\Delta t} = tg\alpha = v$; Tokiu būdu gauname eilę dydžių O1, O2, O3, ..., O7.

Paėmę kitą ortogonalinę koordinačių sistemą (brėž.115) ašies X kryptimi atidėsime tuos pat kampus, o ašies Y kryptimi dydžius O1, O2, O3, ..., (brėž.114), kurie tam tikram mastelyje rodo greičius atitinkamais momentais (brėž.115).

Gauname greičių diagramą; elgdamiesi panašiai gauname iš greičių diagramos greitėjimų diagramą (brėž.116).

Kad gautomis diagramomis būtų galima naudotis, reikia nustatyti joms mastelius.

a) Kelio diagramos mastelis. Kelio ilgių mastelis 1 : m_1, t.y. 1 mm brėžinio atitinka m_1 mtr naturoje; laiko mastelis 1 : m_t, t.y. 1 mm brėžinio atitinka m_t sec.

b) Greičių diagramos mastelis;

$V = \frac{4S}{4t} = \frac{S_2 - S_1}{t - t_1}$; turint galvoje ilgių mastelį m_1 mes brėžinio dydžius s_2 ir s_1 atitinkančius naturalinius dydžius S_2 ir S_1 gauname iš prigulmybės $\bar{s}_2$mm. $m_1 \frac{mtr}{mm} = S_2$ mtr.

$\bar{s}_1$mm. $m_1 \frac{mtr}{mm} = S_1$ mtr.

turint galvoje laiko mastelį m_t, turime prigulmybę

$\bar{t}_2$mm. $m_t \frac{sec}{mm} = t_2$ sec.

$\bar{t}_1$mm. $m_t \frac{sec}{mm} = t_1$ sec.

Dabar $V = \frac{S_2 - S_1}{t_2 - t_1} = \frac{s_2 m_1 - s_1 m_1}{t_2 m_t - t_1 m_t} = \frac{m_1}{m_t} \frac{(s_2 - s_1)}{(t_2 - t_1)}$;

Santykį gi $\frac{s_2 - s_1}{t_2 - t_1}$ keičiame lygiu, kaip jau aukščiau kalbėta, santykiu $\frac{h_v}{H_1}$, kur h_v yra vienas dydžių tipo 0, 1,02, ... iš br.114. ir tada gauname $V = \frac{m_1}{m_t} \cdot \frac{h_v}{H_1} = \frac{m_1}{m_t H_1} \cdot h_v$; pavadinę $\frac{m_1}{m_t H_1}$ greičių masteliu m_v t.y. $m_v = \frac{m_1}{m_t H_1}$ (43) gauname $V = m_v . h_v$.

c) Analoginiai nagrinėdami gauname ir greitėjimų mastelį $m_w = \frac{m_1}{(m_t H_1)^2}$ jei greitėjimų diagramoje $H_2 = H_1$; jei $H_2 \neq H_1$, tada gauname $m_w = \frac{m_1}{m_t^2 H_1 . H_2}$ (44)

$W = m_w . h_w$; (h_w yra vienas dydžių tipo 01, 02..... iš brėž.115)

3. Gumbo profilio suradimas, kai duotas gumbo veleno sukesys ir sekėjo judėsio dėsnis.

Veleno sukesio kampinį greitį mes skaitysime pastoviu t.y. W_{ac} yra Const.

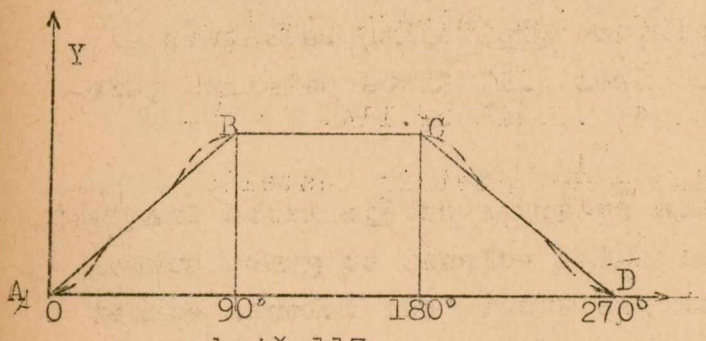
Sekėjo judėsys dažniausia turi arba 1) pastovų greitį arba 2) pastovų teigiamą ar neigiamą greitėjimą arba 3) juda garmoninio judėsio dėsniu.

Sudarysime atitinkamus šiems trims atsitikimams sekėjo kelio diagramas, nes jomis remiantis ir bus gaunami gumbų profiliai.

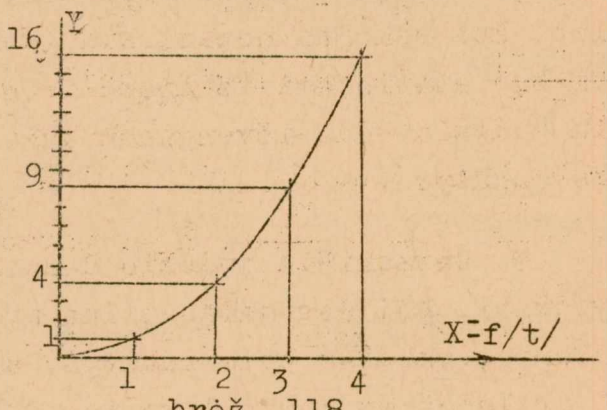
1. Pastovus greitis. Sakysime, duota, kad sekėjas kyla pastoviu greičiu aukštyn kol gumbas pasisuka 90°, ramiai stovi, kol gumbas sukasi sekančius 90° ir leidžiasi žemyn pastoviu greičiu tolimesnio sukesio 90° metu, likusius 90° laipsniu sukimosi metu sekėjas stovi ramiai.

Ašies X kryptimi atidedame tam tikram maste pasisukimo kampus, ašies Y kryptimi atitinkamus sekėjo kelius. Kadangi gumbas sukasi pastoviu kampiniu sukesio greičiu ir sekėjas juda pastoviu tiesialiniji-niu greičiu ir abu judėsiai proporcingai laikui, tai atatinkama diagramos dalis bus tiesiosios. Tiesioji AB apibūdina sekėjo kelią, kylant jam aukštyn, BC - kada jis pakilęs stovi, CD - sekėjui leidžiantis žemyn ir DE - stovėjimo metu, nusileidus žemyn.

2. Pastovus greitėjimas. Tada sekėjo kelias $S = \frac{at^2}{2}$, kur a yra sekėjo greitėjimas. Kelias proporcingas laiko kvadratui. Diagramos vaizdas parodytas brėžiny 118.



brėž.117

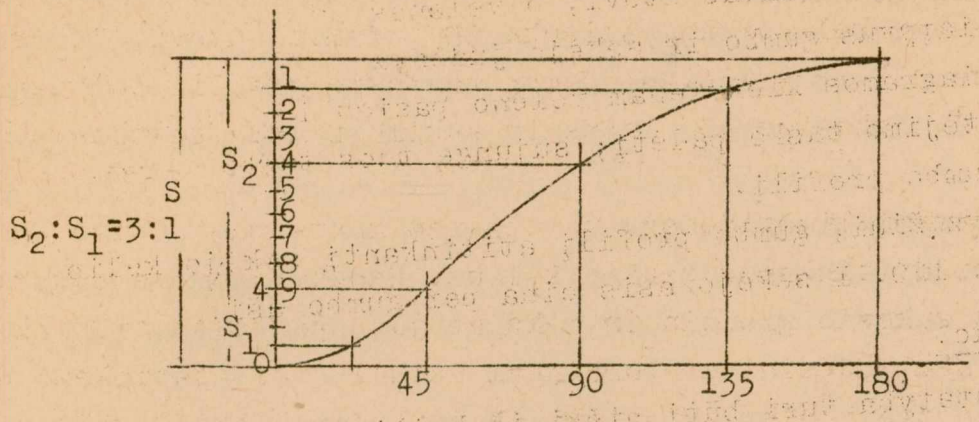


brėž. 118.

Jei greitėjimas visą laiką iki sekėjo sustojimo bus vienos krypties, tai sekėjas baigs judėsį tuo momentu, kada greitis bus pasiekęs savo maximumą, kas negeistina mašinoje, nes gausis dūžis. Todėl yra reikalas, kad greitėjimas būtų vienoje kelio dalyje vienos krypties, o kitoje priešingos krypties, kad sekėjas stodamas turėtų greitį lygų 0.

Šitie periodai teigiamo ir neigiamo sekėjo greitėjimo gali būti ir nevienodi. Jie apibūdinami štai kokiomis prigulmybėmis: a_1 - teigiamas greitėjimas; t_1 - to greitėjimo laikotarpis. Tada to periodo gale greitis $V_1 = a_1 t_1$; išeitas kelias $S_1 = \frac{V_1^2}{2a_1}$ a_2 - neigiamas greitėjimas; t_2 - neigiamo greitėjimo laikotarpis to periodo pradinis greitis $V_2 = V_1 = a_2 t_2$; išeitas kelias $S_2 = \frac{V^2}{2a_2}$; iš šitų prigulmybių gauname santykius $\frac{a_1}{a_2} = \frac{S_2}{S_1}$; $\frac{a_1}{a_2} = \frac{t_2}{t_1}$ t.y. išeiti keliai ir išėję laikotarpiai atvirkščiai proporcingi greitėjimams.

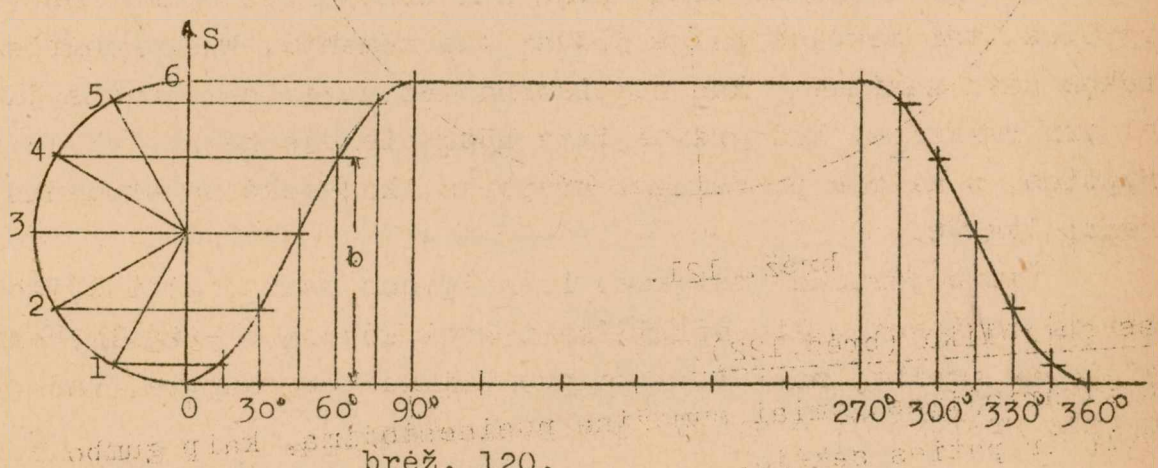
Diagramos pavyzdys.



brėž. 119.

Judėsys apibudinamas diagrama brėž. 117 praktikoje įvykdomas taip, kad sekėjo kėlimosi pradžioje būna trumpas laikotarpis teigiamo greitėjimo, kol pasiekiamas reikalingas kėlimosi pastovus greitis; taip pat, sekėjui baigiant keltis, yra trumpas periodas neigiamo greitėjimo, kol sekėjas nepasiekia greičio lygaus 0 ; nusileidžiant sekėjui bus atatinkami teigiamo ir neigiamo greitėjimų laikotarpiai; tokiu judėsio būdu išvengiama dūžių. Brėž. 117 šitos pataisos parodytos punktyru.

3. Garmoninio judėsio dėsniais sudaryta sekėjo kelio diagrama. Pavyzdžiui, kol darydamas pilną apsisukimą velenas su gumbu sukasi 90° kampu, sekėjas kyla aukštyn, sekėjas stovi, kol velenas sukasi 180° ir leidžias žemyn likusios 90°.



brėž. 120.

4. Gumbų profilių sudarymas.

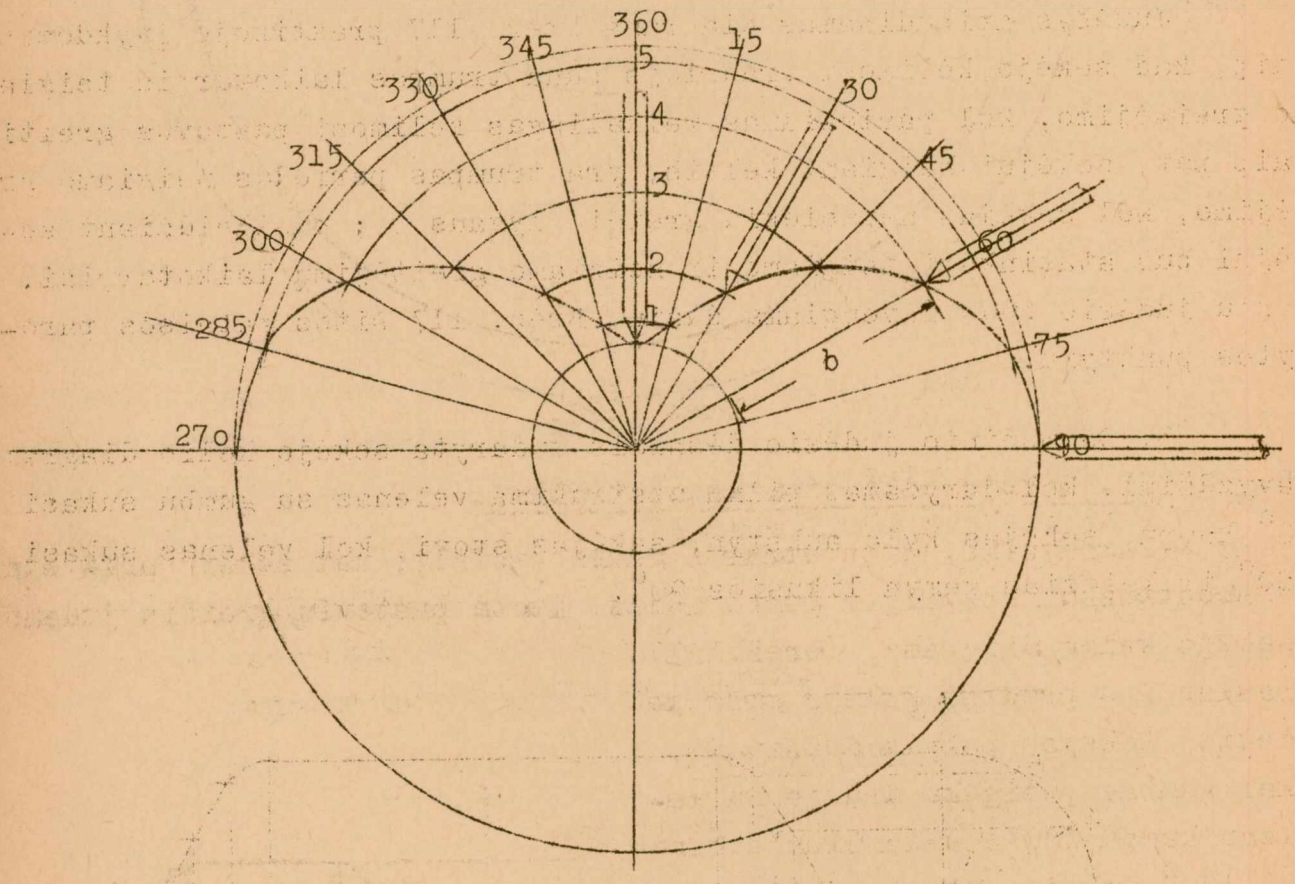
Mes išnagrinėjome dažniausiai pasitaikančius sekėjo kelio diagramas. Dabar žiūrėsime, kaip gaunamas gumbo profilis, kuris verčia sekėją daryti kelią, reiškiamą viena aukščiau nurodytų diagramų.

Pagrindinis metodas reikalingam gumbo profiliui surasti yra štai koks: vaizduojamies, kad gumbas stovi, o velenas su sekėju sukasi; kaip žinome, reliatyvus gumbo ir sekėjo judėsys nuo to nesikeičia. Iš sekėjo kelio diagramos kiekvienam veleno pasisukimo kampui randame sekėjo prisilytėjimo taško padėtį; sujungę tuos taškus kreivąja, mes ir gauname gumbo profilį.

Padarysime, pavyzdžiui, gumbo profilį atitinkantį sekėjo kelio diagramą parodytą brėž. 120. I sekėjo ašis eina per gumbo ašį.

Sekėjas be roliko.

Gumbo profilio statyba turi būti aiški iš brėžinio 121. Kai velenas su gumbu suksis nurodyta brėžinyje kryptimi, tai sekėjas darys kelią, duotą diagramoje (brėž.120).



brėž. 121.

Sekėjas su roliku (brėž.122).

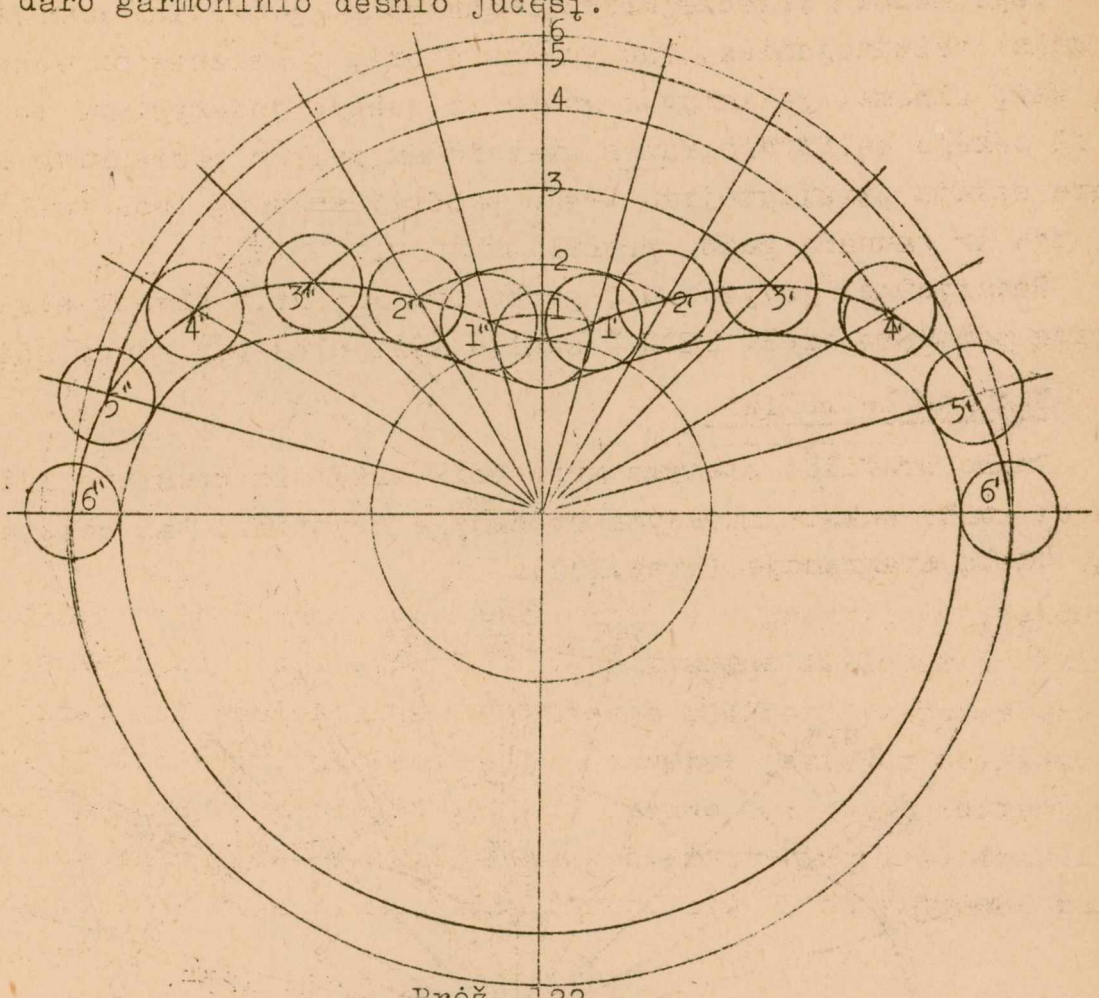
Roliko pavartojimas žymiai sumažina nusinešiojimą, kaip gumbo paviršiaus, taip ir paties sekėjo.

Kad sudaryti gumbo profilį ir šiame atsitikime, darome gumbo profilį, atitinkantį roliko centrui, kurio judėsys ir bus sekėjo judėsys.

Turėdami šį profilį eilei padėčių, išbrėžiame rolikus; jų gaubiamoji ir bus gumbo profilis.

Brėžinys 122 rodo gumbo profilio suradimą, kai sekėjas turi ro-

liką ir daro garmoninio dėsnio judėsį.

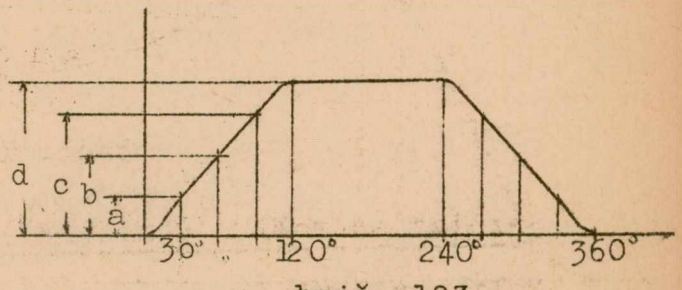


Brėž. 122.

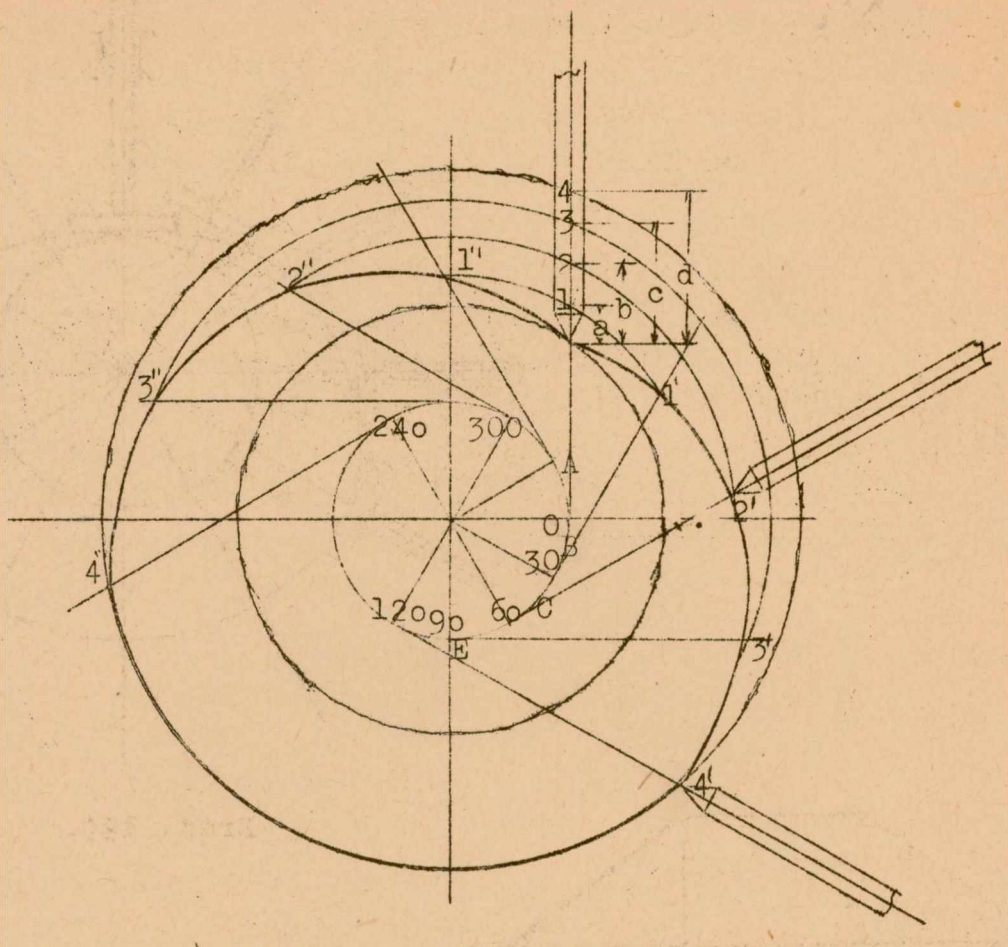
5. II. Sekėjo ašis eina ekscentriškai.

Parodysime, kaip surasti gumbo profilį, kai sekėjo ašis eina ekscentriškai atžvilgiu gumbo ašies. Duota pastovių greičiu judančio sekėjo kelių diagrama. (brėž.123).

Taškas A - pradinė sekėjo galo padėtis. Sekėjas pakyla dydžiu d , kai gumbas pasisuka drauge su velenu kampu 120°; sekančius sukimosi 120° sekėjas stovi pakilęs dydžiu d ir galop likusius 120° sekėjas leidžias žemyn į pirmykštę padėtį. Gumbo profiliui surasti ir šiame atvejuje taikome tą patį metodą, t.y., skaitome, kad velenas su gumbu stovi, o sukasi sekėjas su atrama. Turėdami atatinkamai sekėjo pasisukimui jo galo A padėtį iš kelių diagramos randame eilę taško A padėčių, kuriuos sujungę tinkama kreivąja ir gauname gumbo profilį. Brėžinys 125 rodo gumbo profilio suradimą. OA - mažiausias gumbo spindulys. OB - ekscentricitetas.



brėž. 123.



Brėž. 123[a].

Kėlimo kampas 120° padalytas į keturias dalis: ekscentriseto apskritime gauname taskus B, C, D ir E, F. Mūsų metodu einant sekėjo ašis bus liečiamoji šiuose taškuose. Iš brėžinio matyti, kaip surandame taškai 1' , 2' , 3' , 4' ir 1'' , 2'' , 3'' , 4''. Sujungus juos tinkamąja kreivąja ir gauname gumbo profilį.

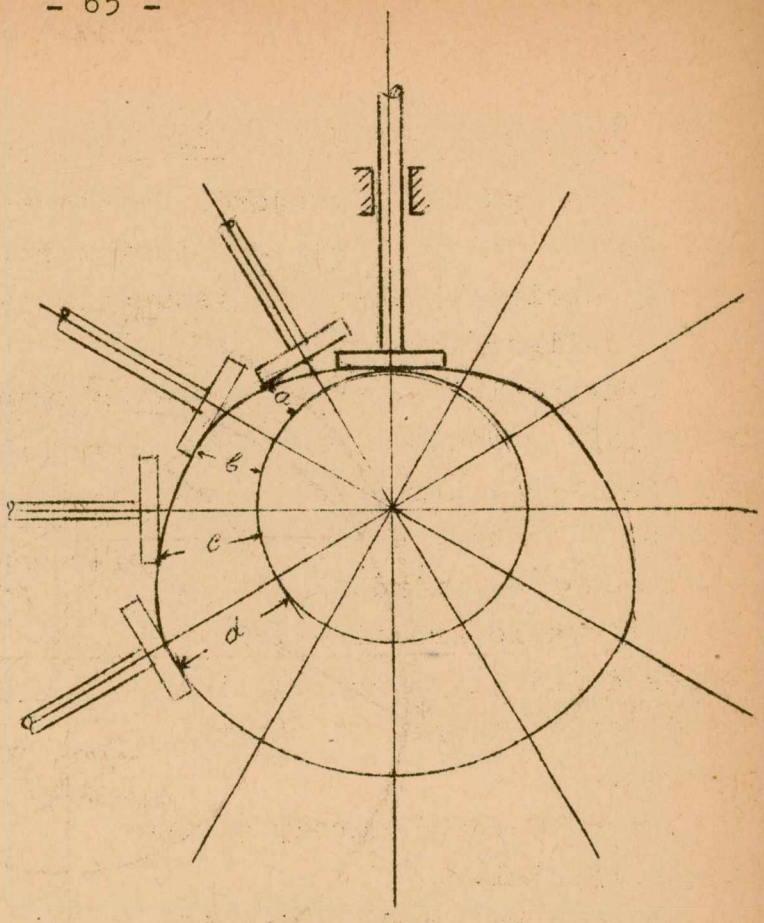
6. Sekėjas plokščia galūne.

Kelio diagrama duota brėž. 124[a].

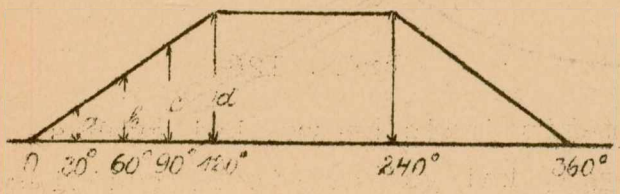
Surasti atitinkančio gumbo profilį?

Vėl taikome mūsų priimtą metodą: gumbas su velenu stovi, sukasi sekėjas su rėmais, išeinant iš kelio diagramos brėžiame sekėjo padėtį atitinkantį įvairius pasisukimo kampus.

Brėžinyje tas viskas matosi. Gumbo profilis turi būti kreivoji liečianti sekėjo galūnę. Kad tas įvyktų, turi būti parinktas tinkamas gumbo mažiausias spindulys ir tinkamas plokščios galūnės diametro dydis. Tas matosi iš brėžinio 124.



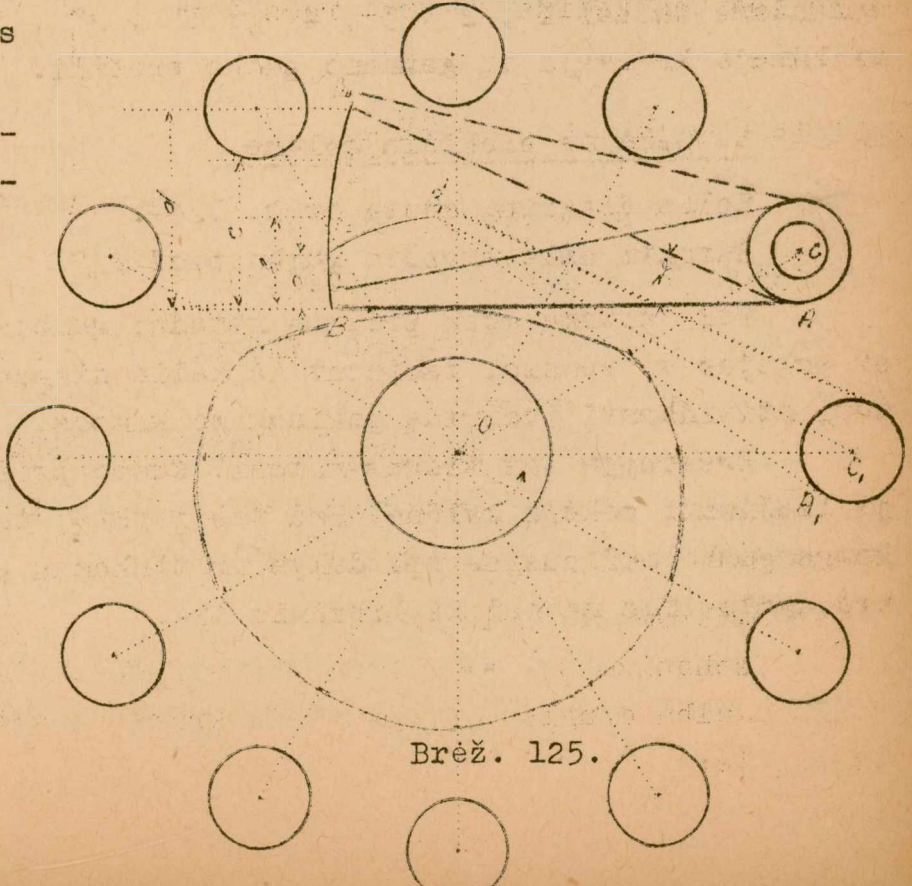
Brėž. 124.



Brėž. 124[a].

7. Sekėjas sukasi apie pastovų centrą kampu ϑ (brėž.125).

Duota sekėjo galo kelio diagrama; sekėjas, kol velenas pasisuka kampu 120°, kildamas pasisuka kampu ϑ. Toliau, kol velenas pasisuka 120°, sekėjas stovi; kai velenas toliau pasisuka 120°, sekėjas nusileisdamas pasisuka kampu ϑ. Taikome tą patį metodą. Gumbo profilis turi liestis sekėjo jo visose padėtyse.

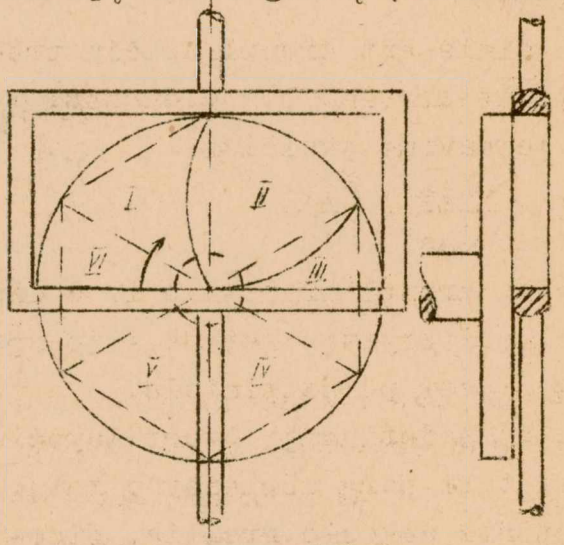


Brėž. 125.

8. Gumbai vienodo pločio figuromis.

Tokie gumbai vartojami rėmeliams suteikti tam tikrą priverstiną judėsį ten ir atgal. Jie turi tarp bet kokių dviejų lygiagrečių figūros liečiamųjų vienodą atstumą ir todėl vadinasi gumbais vienodo pločio figuromis.

Pavyzdžiui, panagrinėsime trikampį Volfo gumbą (brėž.126). Gumbas yra trišonis, sudarytas iš trijų lankų, aprašytų iš lygiakraščio trikampio viršūnių, kaip iš centrų, spinduliais lygiais trikampio kraštinei. Šitos figuros dviejų lygiagrečių liečiamųjų atstumas bus visuomet vienodas.



brėž. 126.

Velenas sukasi nurodyta brėžinyje kryptimi.

Matome, kol gumbas eina iš I padėties į II, rėmelis stovi; taip pat rėmelis stovės, kol gumbas iš padėties IV eis į padėtį V, rėmelis judės žemyn, kai gumbas eis iš padėties II į IV ir judės aukštyn, kai gumbas eis iš padėties V į I padėtį. Šis judėsys vyks tam tikru dėsniu, kurį lengva analitiškai išreikšti.

Gumbas brėž. 127 eidamas iš II padėties į IV pasisuko kampu φ; rėmelio išeitas kelias $x = r - r\cos\varphi =$

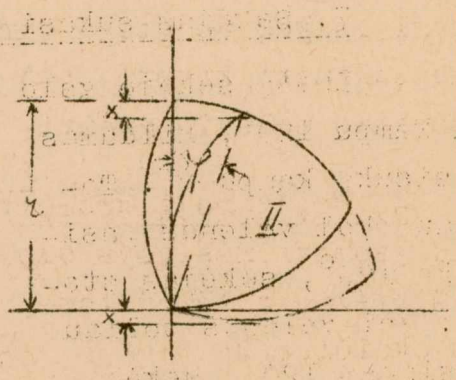
$= r(1 - \cos\varphi)$ (45)

greitis $V = \frac{dx}{dt} = r \sin\varphi \frac{d\varphi}{dt} =$

$= r \sin\varphi \cdot \omega$ (46)

Greitėjimas $a = \frac{dv}{dt} = r\omega^2 \cos\varphi$. (47)

kinta nuo 0 iki 60° ir nuo 60° iki 0.



Brėž. 127.

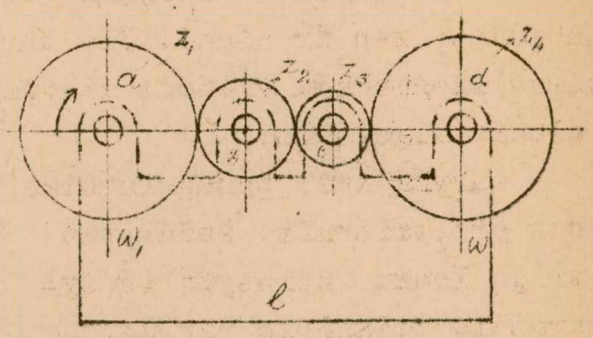
B. TARP PAGRINDINIŲ GRANDŽIŲ KIETA JUNGTIS.

IX. I klasė: pagrindinių grandžių greičių dydžių santykis pastovus, greičių krypčių santykis pastovus.

1. Krumpliaračių eilė.

Mechanizmas, kur varančiojo veleno sukimasis perduodamas varomajam pagalba daugiau, kaip dviejų krumpliaračių, vadinasi krumpliaračių eile:

a) paprastoji krumpliaračių eilė (brėž. 128) kiekvienas velenas turi po vieną užpleišytą krumpliaratį; perdavimas įvykdytas kaip parodyta brėžinyje:
a - varančioji grandis,
b - varomoji grandis
e - stovas



Brėž. 128.

Greitis ant krumpliaračių pradėtinių apskritimų bus vienodas; todėl perdavimo skaičius

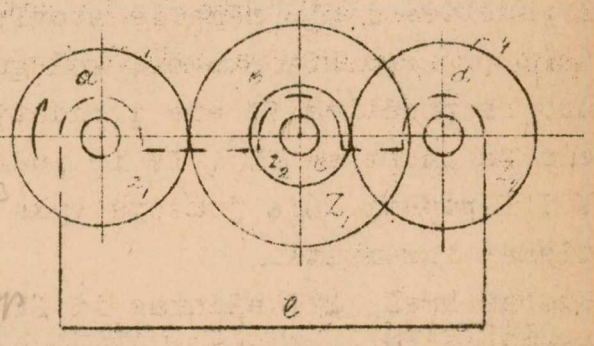
$$i = \frac{\omega_{de}}{\omega_{ae}} = \frac{z_1}{z_4};$$

tarpiniai krumpliaračiai b ir c čion turi įtakos tik į varomojo veleno sukimosi kryptį, bet ne į jo apsisukimų skaičių; tokie krumpliaračiai vadinami paraziţiniais.

b) Sudėtingoji krumpliaračių eilė (brėž.129); čion tarpiniai velenai turi porą užpleišytų ratų; tų ratų ant vieno to paties veleno kampinis sukesio greitis, žinoma, tas pats. To eilė parodyta brėžinyje 129. Pavaros skaičius čion lygus:

$$i = \frac{\omega_{de}}{\omega_{ae}} = \frac{z_1 z_2}{z_1 z_2}(-1) \qquad (48)$$

Čion, kaip matome, tarpiniai ratai turi įtakos ne tik į varomojo veleno sukimosi kryptį, bet ir į jo kampinio sukesio greitį.



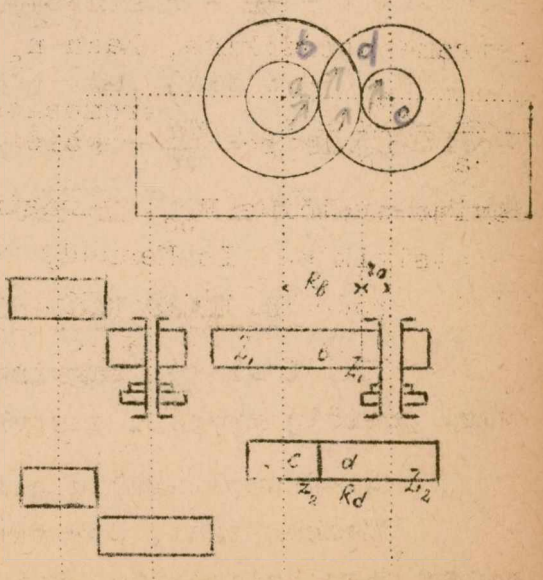
Brėž. 129.

c) Grįžtamoji krumpliaračių eilė. Čion varančiųjų ir varomųjų velenų geometrinės ašys supuola.

Iš brėžinio 130 matome, kad pavaros skaičius

$$i = \frac{z_1 z_2}{z_1 z_2} = \frac{\omega_{de}}{\omega_{ac}}.$$

Čion ratai b ir c sėdi užpleišyti ant vienos ašies; ratas a užpleišytas ant tuščiavidurio veleno; ratas d - ant pilnavidurio veleno, jų geometrinės ašys supuola. Šitam atsitikime, kaip matome, iš brėžinio $r_a + R_b = r_c + R_d$. Kad pavaros skaičius formulėje išreikšti ir varomojo veleno sukimosi kryptį, ją



Brėž. 130.

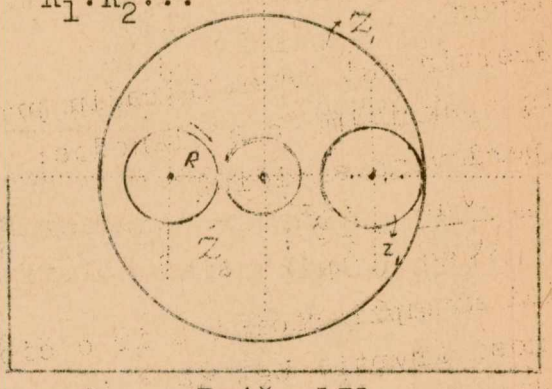
vartosime tokioje formoje: išorinio sukabinimo atveju

$$i = (-1)^{n+1}\frac{z_1 \cdot z_2}{Z_1 \cdot Z_2} = (-1)^{n+1}\frac{r_1 \cdot r_2 \cdot \ldots}{R_1 \cdot R_2 \ldots} \qquad (49)$$

kur n yra tarpinių ašių skaičius.

Išvidinio sukabinimo atveju, brėž. 131, krumpliaračio, turinčio išvidinį dantymą, skaičius dantų Z_1, ar spindulys R turi įeiti į formulę, reiškiančią i , su ženklu (-).t.y.,

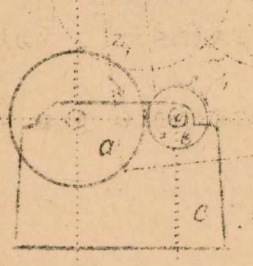
$$i = (-1)^{n+1}\frac{z_1 z_2}{(-Z_1)\cdot Z_2}$$



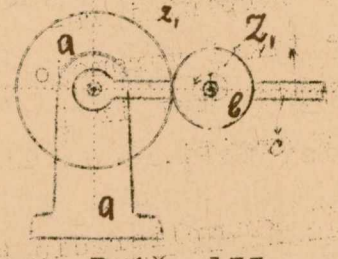
Brėž. 131.

d. Epiciklinė krumpliaračių eilė.

Aukščiau nagrinėjome krumpliaračių eilėse mechanizmo grandis, palaikančias ratų ašis, buvo stovas; dabar gi epiciklinėse ratų eilėse stovas yra vienas ratas ir jo rėma, o kitų ratų ašis su savo rėma juda sukdamas apie stovinčio rato ašį. Brėž. 132 ir 133 rodo: pirmas - paprastą, o antras epiciklinę ratų eilę.



Brėž. 132.



Brėž. 133.

Pirmame atsitikime mums žinomas santykis $\frac{n_b}{n_a} = \frac{\omega_{bc}}{\omega_{ac}} = -\frac{z_1}{Z_1} = i_{ba}$

Antrame atsitikime, kada $n_a = 0$, mums žinotinas greičių santykis

$\frac{\omega_{ba}}{\omega_{ca}} = \frac{n_b}{n_c} = E_{bc} = \frac{\text{varomosios grandies kamp. gretis}}{\text{varančios gr. kampin. greitėj.}}$ = epiciklinis perdavimo skaičius E_{bc}. Surasime jų ryšį su pavaros skaičiumi i_{ba} pirmame atsitikime. Iš Kennedy teoremos apie tris centrus žinome, kad atsitikime rodomam brėž. 133, $\omega_{ba} = \omega_{ca} + \omega_{bc}$; be to, mes žinome, kad $\omega_{ca} = -\omega_{ac}$ tai dabar $\frac{\omega_{ba}}{\omega_{ca}} = \frac{\omega_{ca} + \omega_{bc}}{\omega_{ca}} = 1 + \frac{\omega_{bc}}{\omega_{ca}} = 1 - \frac{\omega_{bc}}{\omega_{ac}} =$

$= 1 - i_{ba}$, t.y., $E_{bc} = 1 - i_{ba}$; (50).

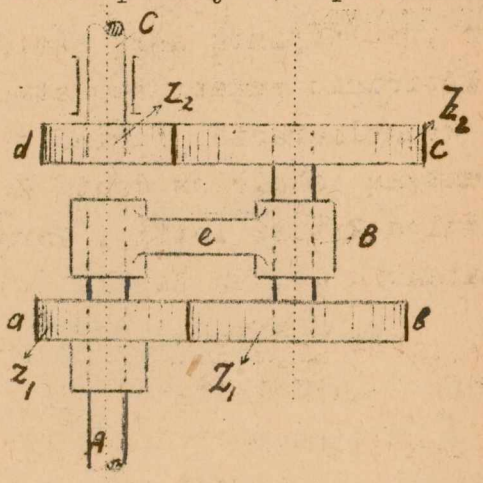
Pavyzdys 1. Varantis ratas a - turi $z_1 = 20$; varomasai ratas b - $Z_1 = 10$; arba $\frac{n_b}{n_c} = 1 - i_{ca}$; $n_b = n_c\,(1 - i_{ba})$ (50).

tada $i_{ba} = -\frac{20}{10}$ iš form. $i = (-1)^{n+1} \frac{z_1 z_2 \ldots}{Z_i Z}$

ir tada $E_{bc} = 1 - (-\frac{20}{10}) = 3$. t.y., kai vaduoklis c padarys 1 apsisukimą laikrodžio rodyklės kryptimi, ratas b padarys 3 apsisukimus ta pačia kryptimi.

Pavyzdys 2. (brėž.134).

A - varantis velenas, e - vaduoklis; C - varomasai velenas; B - velenas, palaikantis užpleišytus ant jo ratus b ir c.
a - stovintis ratas.
Rasime santykį $\frac{\omega_{da}}{\omega_{ea}}$?



Brėž. 134.

Vaduoklis e užpleišytas ant velenо A, todėl turi tą patį kampinį sukesio greitį, kaip ir velenas A. Vaduoklis e neša veleną B ant kurio užpleišyti ratai b ir c ; ratas b kabindamas stovinčio rato a, sukasi ta pačia kryptimi, kaip ir vaduoklis e ; ratas c sukasi tuo pačiu kampinio sukesio greičiu, kaip ir ratas b , ir suka ratą d ir kartu veleną C.

Jei vaduoklis e stovėtų, o būtų varantis ratas a , tai $i_{da} = (-1)^{n+1} \frac{z_1 \cdot z_2}{Z_1 \cdot Z_2}$; kai ratas a stovi, o vaduoklis e yra varantysis grandis, tada iš aukščiau pasakyto žinome

$$E_{de} = \frac{\omega_{da}}{\omega_{ea}} = 1 - (-1)^{n+1} \frac{z_1 \cdot z_2}{Z_1 \cdot Z_2}$$

$z_1 = 60$, $Z_1 = 61$, $z_2 = 60$, $Z_2 = 61$

$$E_{de} = 1 - (-1)^2 \frac{60.60}{61.61} = 1 - \frac{3600}{3721} = \frac{121}{3721};$$

Jei velenas A darytų $n_a = 100$ apsisuk., tai velenas C darytų apsisukimų $n_c = 100 . \frac{121}{3721} = 3{,}25$.

Šitokiu būdu mes pasiekiame veleno A apsisukimų skaičiaus žymų sumažinimą, kitaip sakant, žymiai redukuojame veleno A apsisukimų skaičių.

Iš anksčiau mes žinome prigulmybę (brėž.133)

1) $n_b = (1 - i_{ba})\, n_c \quad (50) \quad n_a = 0; \quad i_{ba} = (-1)^{n+1} \frac{z_1}{Z_1}$

2) a/ Jeigu $n_a \neq 0$ ir sukasi ta pačia, ką ir vaduoklis, kryptimi, tada ratas b dėl šitos aplinkybės daro apsisuk.
$n_b = n_a . i_{ba}$ ir tada $n_b = (1 - i_{ba})\, n_c + n_a i_{ba}$ (51);
b/ n_a sukasi priešinga kaip vaduoklis kryptimi
$n_b = (1 - i_{ba})\, n_c - n_a . i_{ba}$ (52).

Vieton apsisukimų paėmę kampinius sukesio greičius gauname tokią prigulmybę:

$$\omega_b = (1 - i_{ba})\omega_c + \omega_a i_{ba} \qquad (53)$$

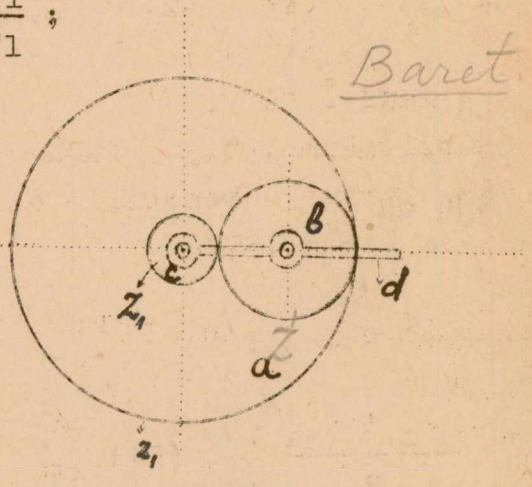
arba pertvarkę

$$\frac{\omega_b - \omega_c}{\omega_a - \omega_c} = i_{ba} = (-1)^{n+1}\frac{z_1}{Z_1} \quad \text{arba}$$

$$\frac{n_b - n_c}{n_a - n_c} = i_{ba} = (-1)^{n+1}\frac{z_1}{Z_1};$$

1 pavyzdys. (brėž.135).

Ratas b - parazitinis.
Ratų a ir c geometrinės ašys supuola; todėl jų velenai vienas pilnaviduris, kitas tuščiaviduris.
z_1 Z_1 - atatinkami ratų a ir c dantų skaičiai
n_a, n_b, n_c, n_d - atatinkami apsisukimų skaičiai



brėž. 135.

ω_a, ω_b, ω_c, ω_d, - atatinkami kampinių sukesių greičiai.

Parazitinio rato n_b ir ω_b dydžiai mūsų nagrinėjimams neįdomūs; tai jie ir nefiguruos.

I. d yra stovas; a - varančioji grandis; c - varomoji grandis. Tada, kaip žinome $\frac{\omega_{cd}}{\omega_{ad}} = i_{ca} = (-1)^{n+1}\cdot\frac{(-z_1)}{Z_1} = -\frac{z_1}{Z_1}$; n = 1.

II. a yra stovas; d - varančioji grandis, c - varomoji. Tada iš anksčiau $\frac{\omega_{ca}}{\omega_{da}} = 1 - i_{ca} = 1 + \frac{z_1}{Z_2}$; arba įvedę apsisukimų skaičių

$n_c = n_d(1 - i_{ca}) = n_d(1 + \frac{z_1}{Z_1})$;

III. Stovas yra rato a veleno pakaklis; 1) ratas a daro n_a apsisukimų ta pačia kryptimi kaip ir vaduoklis d. Tada

$\omega_c = \omega_d(1 - i_{ca}) + \omega_a i_{ca})$; arba $\frac{\omega_c - \omega_d}{\omega_a - \omega_d} = ica$

$$n_c = n_d(1 - i_{ca}) + n_a \cdot i_{ca} = n_a(1 + \frac{z_1}{Z_1}) - n_a \cdot \frac{z_1}{Z_1}.$$

2) Ratas a daro n_a apsisukimų priešinga kryptimi, kaip vaduoklis d. Tada

$$n_c = n_a(1 - i_{ca}) - n_a i_{ca} = n_d(1 + \frac{z_1}{Z_1}) + n_a \frac{z_1}{Z_1}.$$

Matome, kad sukdami vaduoklį d ir ratą a atskirais varikliais

parinkę kryptis ir skaičių ratų dantų, galima rato c apsisukimų skaičių žymiai padidinti.

2 pavyzdys (brėž.136).

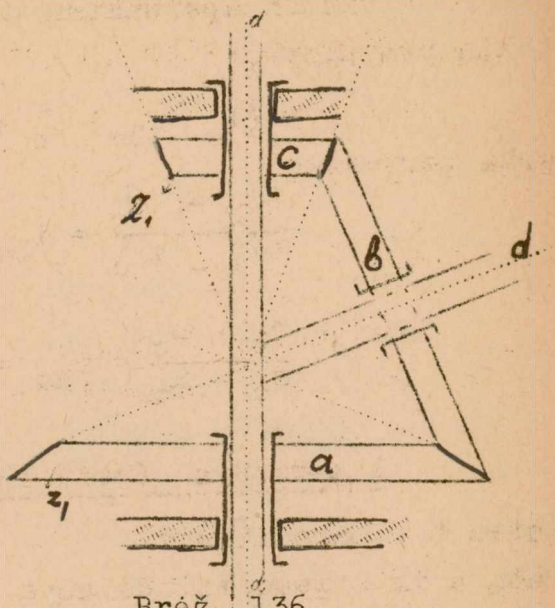
b - parazitinis ratas.
d- vaduoklis.
Panašiai kaip pavyzdyje 1 turime

$$\frac{\omega_c - \omega_d}{\omega_a - \omega_d} = i_{ca} : -\frac{z_1}{Z_1} = -1 ,$$

kai

$$z_1 = Z_1 .$$

Šitą atsitikimą, t.y., kada $z_1 = Z_1$ turime automobilio diferenciale (brėž.137).

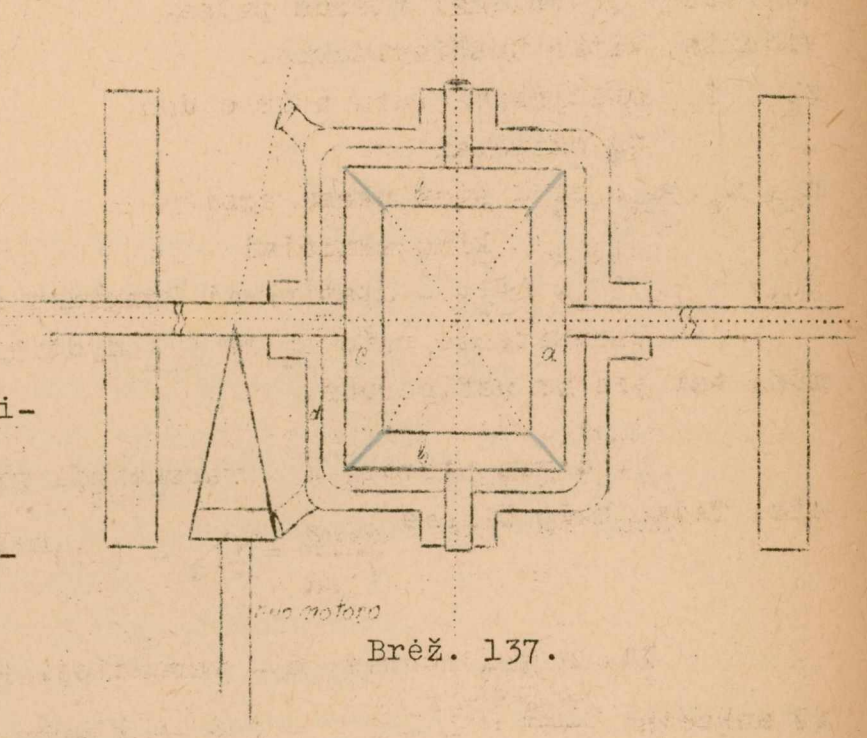


Brėž. 136.

$$\frac{\omega_c - \omega_d}{\omega_a - \omega_d} = -1 ;$$

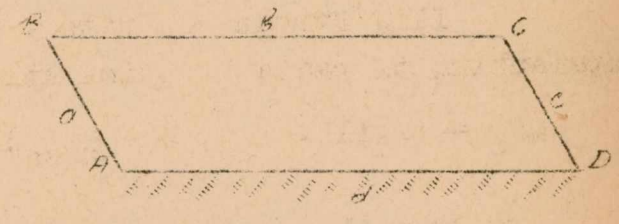
$$\omega_d = \frac{\omega_c + \omega_a}{2} \qquad (54)$$

Šitoks motoro veikimo į ratų ašis perdavimas leidžia ratams suktis ant pasisukimų vienam lėčiau, kitam greičiau; jų kampinių sukesio greičių vidurkis lieka lygus vaduoklio kampinio sukesio greičiui, kuris pastoviai priklauso nuo motoro apsisukimų skaičiaus.


Brėž. 137.

e. Lygiagretūs skriejikai.

a - vedanti grandis.
c - vedamoji :
b - kieta jungtis.
d - stovas.
Jų kampinių sukesio greičių dydis ir kryptis pastovūs, kaip matytis iš brėžinio (greičių dydžių santylis lygus 1).


Brėž. 138.

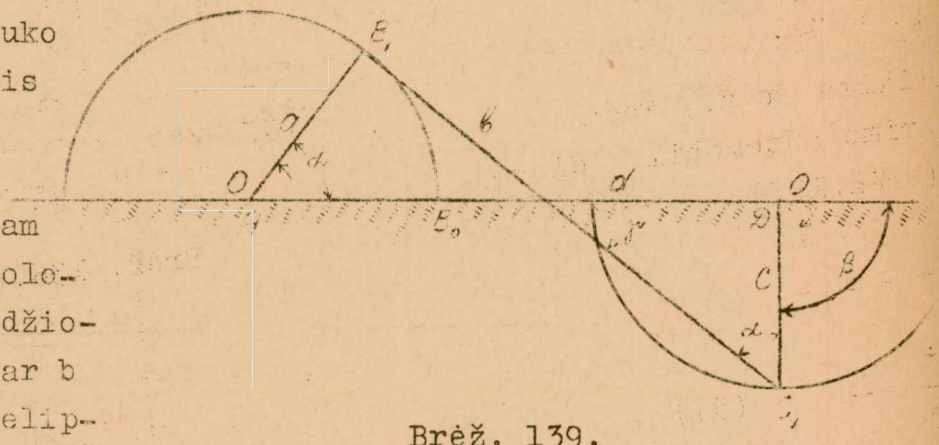
X. II klasė: pagrindinių grandžių greičių dydžių santykis kintamas, greičių krypčių santykis pastovus.

1. a) Antilygiagretainio mechanizmas (brėž.139).

Jis gaunamas, kai lygiagretųjų skriejikų mech-mo iš negyvosios padėties AB_o DC_o vedamoji grandis pradeda suktis priešinga kryptimi.

Antilygiagretainio mechanizme, kai vedanti grandis turi pastovų kampinio sukesio greitį, vedamoji grandis turi kintamą kampinio sukesio greitį. Jų sukimosi kryptis pastoviai priešingos.

Iš brėžinio matome, kad kai vedančioji grandis pasisuko kampu α, vedamoji grandis pasisuko kampu β; $\angle\beta > \angle\alpha$



Brėž. 139.

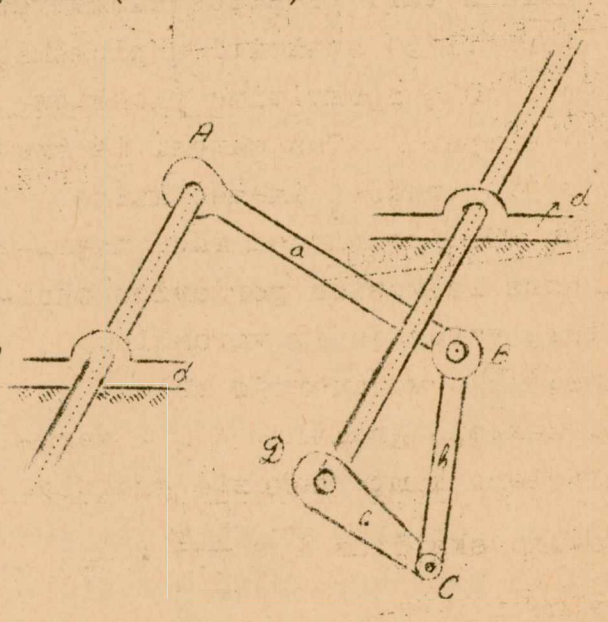
Prisiminę, kad reliatyviam judesy a ir c grandžių poloidės bus elipsai, kur didžioji ašis lygi grandies d ar b ilgiui, o atstumas tarp elipso židinių lygus grandims a ar c, mes kitėjimą santykio varomos ir varančios grandies kampinio sukesio greičių reikšime sekančiu būdu (kaip eliptinių krumpliaračių)

$$\frac{d - a}{d + a} < \frac{\omega_{cd}}{\omega_{ad}} < \frac{d + a}{d - a} \qquad (55)$$

2. a) Nelygiagretūs skriejikai (brėž.140).

Velenai turi lygiagrečias ašis, bet nesupuolančias.

Nuo veleno A sukimas perduodamas velenui D kieta jungtimi b. Nagrinėjant santykį vedamos ašies kampinio sukesio greitį ir vedančios ašies kampinio sukesio greitį, galime žiūrėti į šitą mechanizmą, kaip į keturiagrandį mechanizmą su stovu d ir dviems skriejikais a ir c ir grąžmolu b.



3. c) Huko (Hook) šarniras arba vadinamas universališkas šarniras.

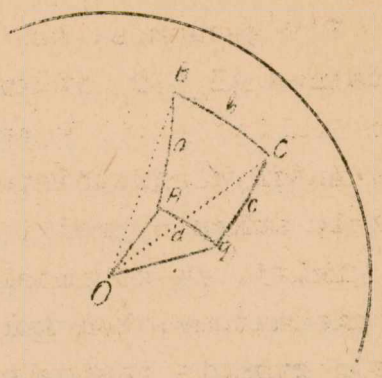
Huko šarniras yra tam tikra keturių šarnirų eferinės grandinės atmaina.

Duotas rutulys centro O. Ant jo paimti 4 taškai A, B, C ir D (brėž.141) ir sujungti didžiųjų apskritimų lankais a, b, c ir d.

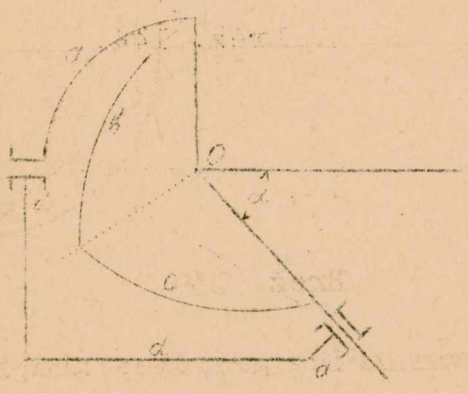
Šarnirų taškuose A, B, C ir D ašių kryptis eina spindulių OA, OB, OC ir OD kryptimi.

Darome lankus a, b ir c lygius kiekvienas $\frac{\pi}{2}$; kampas tarp OA ir OD lygus α . Grandis d daro me stovu. Tada šito sferinė grandis atrodo štai kaip (brėž.142 ir 142a):

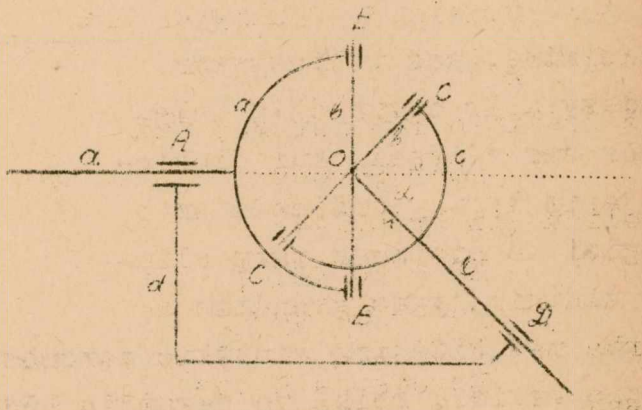
a - vedančioji grandis.
c - vedamoji "
b - kieta jungtis.
d - stovas.



Brėž. 141.



Brėž.142.

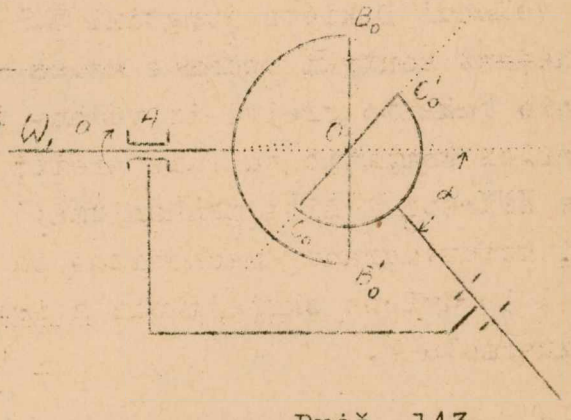


Brėž. 142a.

Kai velenai a ir c sukasi, grandies b taškai B ir C aprašo apskritimus ir kai šakutės turi vienodus dydžius, tai aprašomieji apskritimai turi vienodus diametrus; tų apskritimų bendras diametras C_oC_o (brėž.143) apskritimų plokšmių persikirtime išpuola statmens plokšmei AOD; apskritimų plokšmės sudaro kampą α . Tas matosi iš brėžinio. Šitą padėtį imame, kaipo pradinę. Tolimesniuose mūsų nagrinėjimuose ieškosime perdavimo skaičių tarp varomojo ir varančiojo veleno; ω_1 - varančiojo veleno kamp. sukesio greitis. ω_2 - varomojo veleno kamp. sukesio greitis.

Perdavimo skaičius $i = \frac{\omega_2}{\omega_1}$;

Surasime i.

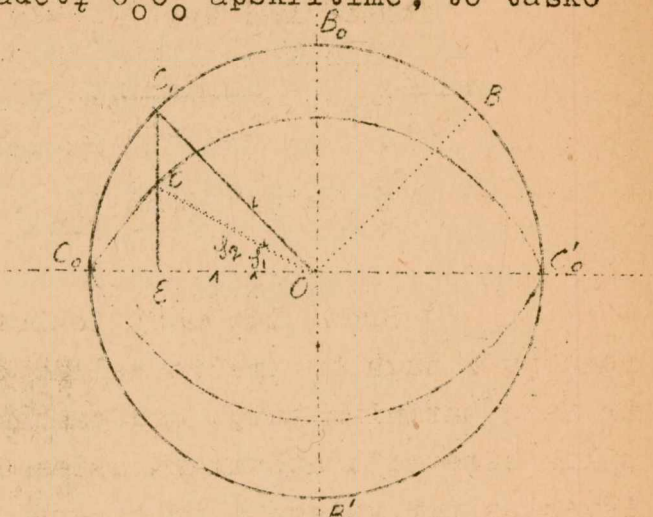


Brėž. 143.

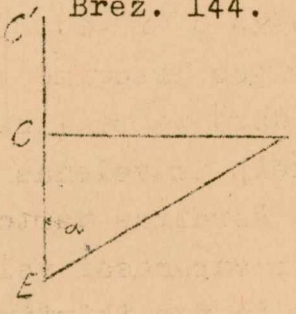
Mechanizmą minėtoje pradėtinėje padėtyje išbrėžiame plokšmėje, lygiagretėje apskritimo B_oB_o plokšmei (brėž.144).

Sukame veleną a kampu φ_1 . Tada taškas B_o pereis į padėtį B ir kampas B_oOB lygus φ_1 . Velenas c taipogi pasisuks kai kuriuo kampu

φ_2 ir taškas C_o pereis į naują C padėtį C_oC_o apskritime; to taško projekciją į brėžinio plokšmę C lengva surasti, nes BOC kampas lieka statusis. Todėl kampas C_oOC lygus taipogi φ_1. Kad surasti kampą φ_2, sukame apskritimo C_oC_o plokšmę iki sutapimo su apskritimo B_oB plokšme. Tada taško C padėtis bus taškas C ir veleno c pasisukimo kampas bus C_oOC, kurį mes aukščiau pavadinome φ_2. Dabar surasime prigulmybę tarp φ_1, φ_2 ir α.



Brėž. 144.



Brėž. 145.

Iš brėžinio 145 matome, kad

$$EC = EC\cos\alpha$$

Toliau (iš brėž.144)

$$EC = EO\,tg\varphi_1$$

$$EC_1 = EO\,tg\varphi_2$$

arba

$$EC\cos\alpha = EO\,tg\varphi_1$$

arba padalinę ir sutraukę, gauname

$tg\varphi_2 = \frac{tg\varphi_1}{\cos\alpha}$ (55); prisiminę, kad $\frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2$ ir $\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1$ mes suradimui santykio $\frac{\omega_2}{\omega_1}$, diferencijuojame lygtį $tg\varphi_2 = \frac{tg\varphi_1}{\cos\alpha}$;

gauname $\frac{1}{\cos^2\varphi_2} \cdot \frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{1}{\cos\alpha} \cdot \frac{1}{\cos^2\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{dt}$ arba

$$\frac{1}{\cos^2\varphi_2}\cdot\omega_2 = \frac{1}{\cos\alpha} \cdot \frac{1}{\cos^2\varphi_1}\cdot\omega_1 \quad \text{iš čion}$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos^2\varphi_2}{\cos\alpha \cdot \cos^2\varphi_1} \quad (56).$$ Pertvarkome, priimdami dėmesin, kad

$$\cos^2\varphi_2 = \frac{1}{1 + tg^2\varphi_2} = \frac{1}{1 + \frac{tg^2\varphi_1}{\cos^2\alpha}} = \frac{\cos^2\alpha}{\cos^2\alpha + tg^2\varphi_1}$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos^2\alpha}{(\cos^2\alpha + tg^2\varphi_1)\cos\alpha\cos^2\varphi_1} = \frac{\cos\alpha}{(\cos^2\alpha + tg^2\varphi_1)\cos^2\varphi_1} =$$

$$= \frac{\cos\alpha}{(1 - \sin^2\alpha)\cos^2\varphi_1 + \sin^2\varphi_1} = \frac{\cos\alpha}{1 - \sin^2\alpha\cos^2\varphi_1} \quad (57)$$

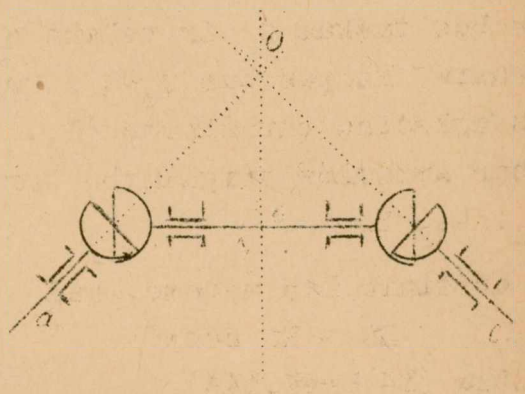
Santykis $\frac{w_2}{w_1}$ priklauso nuo α ir φ_1; α - pastuvus kampas;
φ_1 - kintamas " .

matome, kad kai $\varphi_1 = 0$,

$$\left(\frac{w_2}{w_1}\right)_{max} = \frac{\cos\alpha}{1 - \sin^2\alpha} = \frac{1}{\cos\alpha} \qquad (58)$$

$$\varphi_1 = 90^0 \quad \left(\frac{w_2}{w_1}\right)_{min} = \cos\alpha \qquad (59)$$

4) Brėž. 146 movą Goubet; varantis velenas a sujungtas su varomuoju c pagalba trečio veleno b ir Huko šarinirų taip, kad gaunama pilna simetrija atžvilgiu ašies OM, išvestos per velenų a ir c persikirtimo tašką O ir vidurį veleno b. Dėl simetrijos įrengimo varomasai velenas c daro tą patį apsisukimų skaičių, kaip ir velenas a.



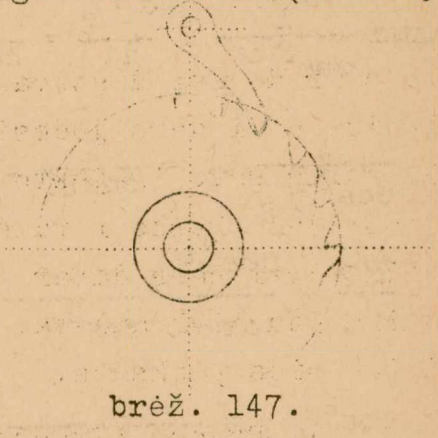
brėž. 146.

Huko šarniras vartojamas, kai varantis ir varomasai velenai persikerta ir jų persikirtimo kampas darbo metu kinta (autovežimiai).

XI. III klasė. Pagrindinių grandžių greičių dydžių santykis pastovus ar kintamas. Greičių kryptis kintama.

1. Šiai klasei priklauso įvairūs: 1) kliudomieji sukabinimai; a) reketas ir strektė (brėž.147); b) aukštikelčio terkšlė (brėž. 148 - 149); c) kremaljerė (brėž.150); d) Lagarusso ratas (brėž.151).

2) eilė mechanizmų, gaunamų iš keturiagrandies grandinės: skriejikas-švaistiklis-čiaužiklis. Mūsų jau anksčiau išnagrinėti a) garo mašinos mechanizmas; b) svyruojančio garo cilinderio garo mašinos mechanizmas; c) siuvamos mašinos mechanizmas ir kiti.

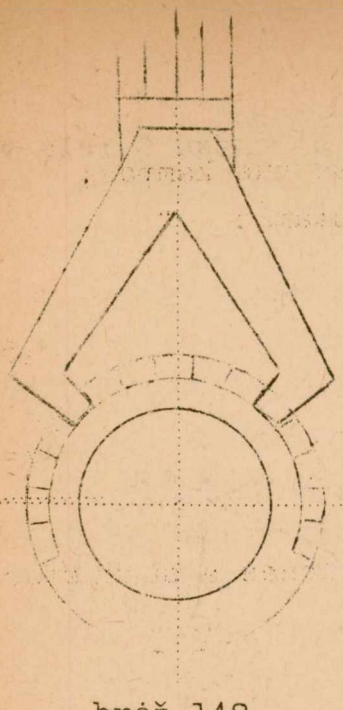


brėž. 147.

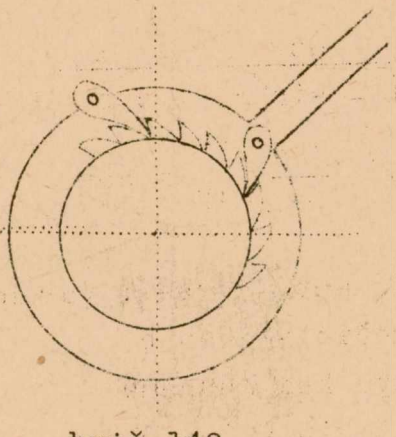
3) Šarnirinės tiesialinijinio judėsio kreipiamosios, šitų mechanizmų pagelba gaunamas arba b) tikslus tiesiųjų linijų judesys arba a) tik artėjantis prie judėsio tiesiąja linija judėsys, patenkinantis vienok praktikos reikalavimus.

a) artėjantis prie judėsio tiesiąja linija judėsys.

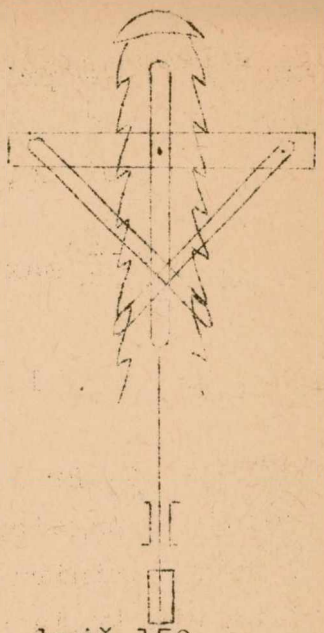
1. Watto paralelogamas (brėž.152) - keturiagrandis mechan.



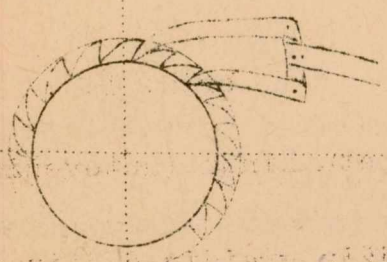
brėž.148



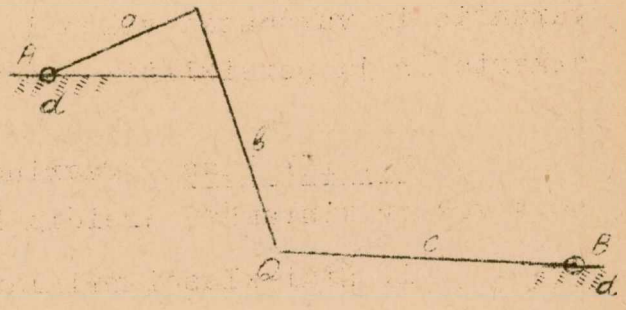
brėž.149



brėž.150



brėž. 151



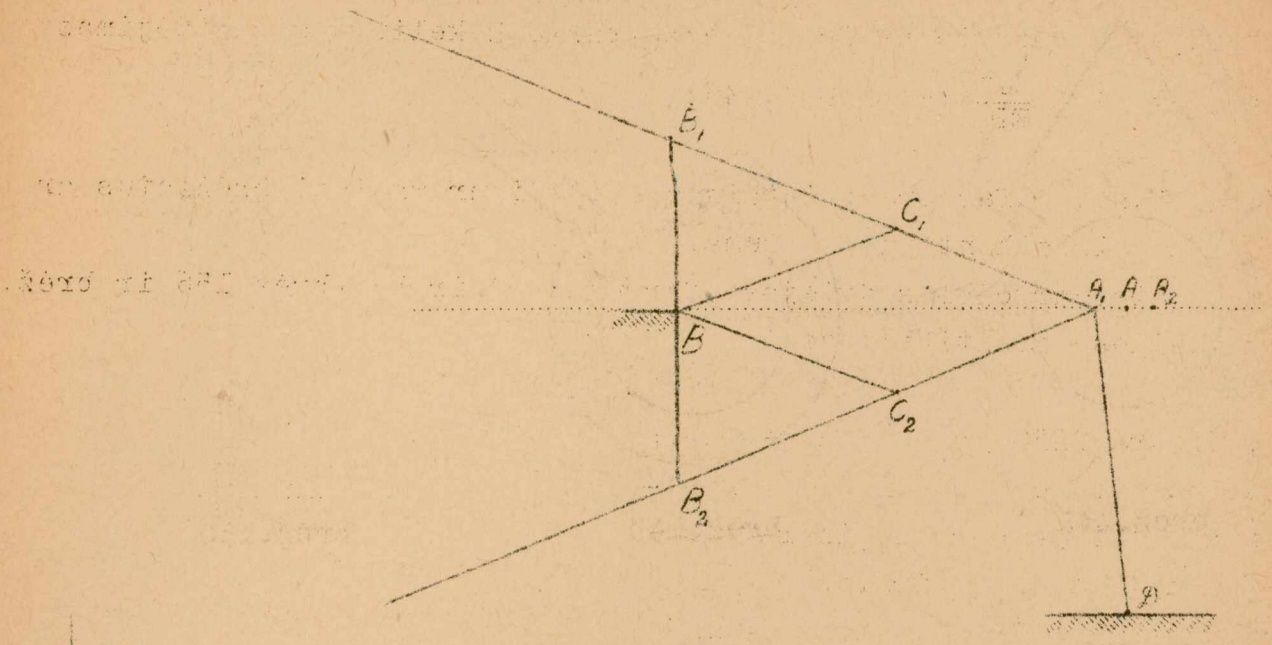
brėž. 152

a, b, c ir d, kur d stovas; grandis a ir c skriejikai. Švaistiklis b, kurio galai daro judesio kiekvienas priešingo išgaubimo, turi tašką P, kuris savo trajektorijos dalyje (lemniskata) darys judėsį artimą tiesiajam. Taško P padėtis gaunama iš santykio $\overline{PR} : \overline{PQ} = c : a$. Praktikos reikšmės dabar šis mechanizmas nebeturi. Metalų apdirbimo technika jau tiek aukšta, kad gaunama gan tikslios tiesialinijinės kreipiamosios plokšmės.

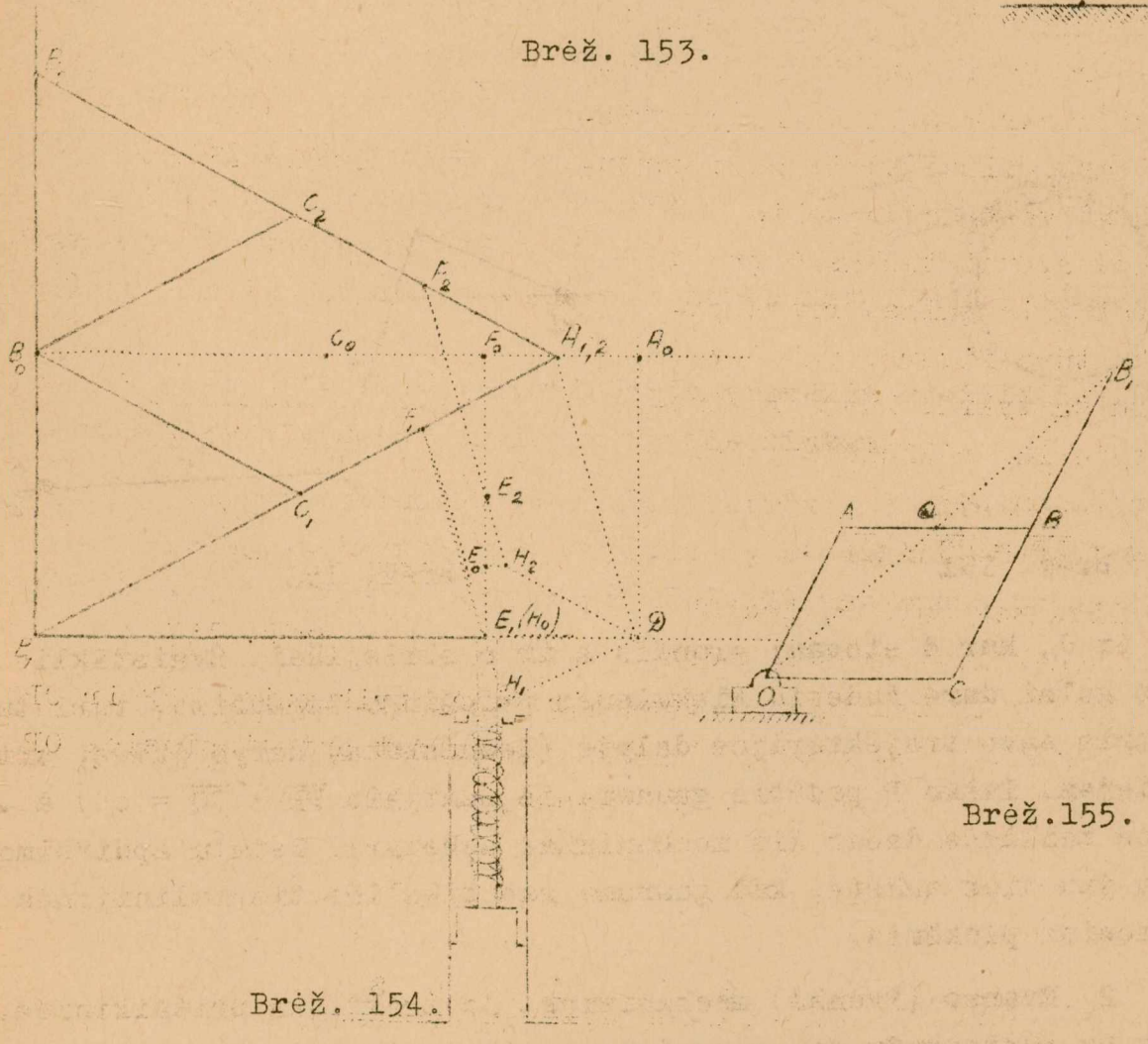
2. Evanso (Evanse) mechanizmas. Jo praktišką pritaikinimą, sujungus su pantografu dabar randame indikatoriaus mechanizma. Evanso mechanizmas (brėž.153). Esant spinduliui DA, tinkamo dydžio lankas A_1AA_2 mažai skiriasi nuo tiesiosios; $A_1C_1 = C_1B_1 = B_2C_2 = BC_1$. Tada vedant taškui C, vedamoji taško B_1 trajektorija artėja prie tiesiosios B_1BB_2.

Brėž. 154 parodytas Evanso mechanizmo pritaikymas indikatoriaus mechanizmui; jis parodytas trijose padėtyse. $B_1C_1A_1D$, $B_oC_oA_oD$ (netikslumas), $B_2C_2A_2D$. Pantografo mechanizmui pritaikymas padarytas

sulig schemos, parodytos brėžinyje 155. Tos schemos taško Q rolę vai-



Brėž. 153.



Brėž.155.

Brėž. 154.

dina taškas E_1, E_0, E_2 įvairiose padėtyse, taško O rolę vaidina taškas D. Dalis E_1H_1D parodyta punktyru yra menama, kad geriau matytųsi pantografo lygiagretainis.

Taškas E yra vedamas indikatoriaus stumoklio tiesiąja linija, todėl ir paišelis įstatytas į tašką B ($B_1B_0B_2$) rašo tiesiąja linija; tai duoda ir Evanso mechanizmas. Pantografo pritaikinimas tiks-

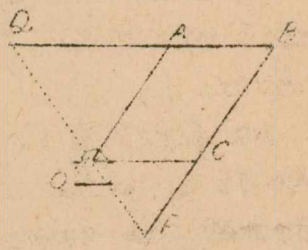
liai nustato, kiek kartų paišelio kelias padidėja, sulyginant su indikatoriaus stumoklio keliu, būtent, taško E keliu tas padidėjimas lygus santykiui $\frac{B_1D}{ED}$ (mūsų brėž.4).

Pantografas yra prietaisas didinti ar mažinti brėžinius ar žemėlapius, išlaikant jų panašumą.

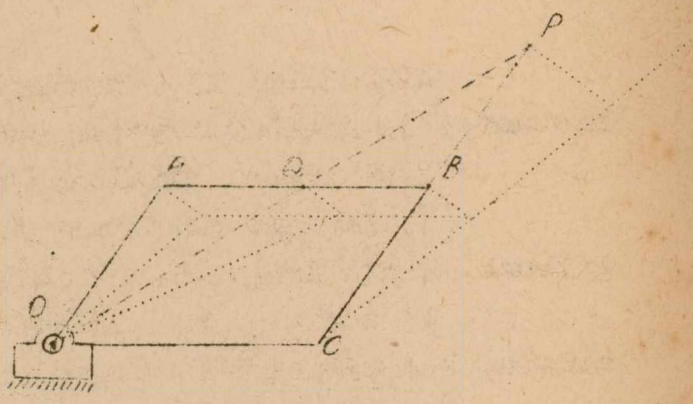
Jis vartojamas dviejose formose: a) ir b) (brėž.156 ir brėž. 157). Abejuose atsitikimuose AB = OC ir

AO = CB,

t.y., figūra OABC yra lygiagretainis, turįs sukimosi centrą taške O. Pasirinksime kokioje nors lygiagretainio padėtyje tašką P ir tašką Q ant tiesiosios AB taip, kad trys taškai P, Q ir O randasi ant vienos tiesiosios. Jei dabar mes tašką P (praktiškai smailas galas vedžiojamas konturu kojikės) vedžiosime kokio nors konturu, tai taškas Q praktiškai paišelio galas) rašys panašaus kontūro figūrą, pakeistą tam tikru santykiu. Mūsų pradinėje padėtyje iš brėžinio matome aiškią prigulmybę:



Brėž. 156.



Brėž. 157.

$$\overline{QB} : \overline{BP} = \overline{OC} : \overline{CP} ;$$

Toliau mes matome, kad QB ir OC visuomet lygiagretės, nors lygiagretainis ir keistų savo formą ir todėl trikampiai QBP ir OPC visuomet panašūs; iš čia seka, kad Q bus visuomet ant tiesiosios OP ir todėl santykis OQ : OP = CB : CP = const.

I I I S K Y R I U S

XII. Keturiagrandžiai mechanizmai su lanksčia ar skysta jungtimi tarp varančios ir varomosios grandžių.

Lanksčia jungtimi būna įvairios medžiagos diržai ir lynai ir įvairios konstrukcijos metalinės grandinės. Prileidžiama, kad lanksti jungtis tempiama neištysta ir ne slysta.

Kad mechanizmas veiktų, lanksti jungtis tam tikru būdu uždedama ant varančiojo ir varomojo ratų pavidale juostos be galo (begalinės). Kaip jau mums žinoma, tarp varančios ir varomosios grandžių kampinių sukesių greičių ω_1 ir ω_2 ir ratų spindulių r_1 ir r_2 yra priguimybė $\frac{\omega_2}{\omega_1} = \pm \frac{r_1}{r_2}$ (imant dėmesin ir sukimosi kryptį).

Klasė I. Pagrindinių grandžių greičių dydžių santykis pastovus; jų greičių krypčių santykis pastovus.

Šiai klasei keturiagrandžių mechanizmų su lanksčia jungtimi daugiausia priklauso.

Šiai klasei priklauso: judomieji ir nejudomieji skrisčiai, kartotiniai skrisčiai, diržų ir lynų pavara, grandinių pavara, įvairūs suktuvai.

Su skysčia jungtimi šiai klasei priklauso gidraulinis presas; ten varomojo ir varančiojo stumoklio greičių V_2 ir V_1 santykis atvirkščiai proporcingas tų stumoklių plotų dydžiams F_1 ir F_2; (į sekundę varomajame ir varančiajame cilinderiuose pereina tas pats tūris $V_2F_2 = V_1F_1$ skysčio). $\frac{V_2}{V_1} = \frac{F_1}{F_2}$;

XII. Klasė II. Pagrindinių grandžių greičių dydžių santykis kintamas; jų greičių krypčių santykis pastovus, arba kinta vienu laiku.

Šiai klasei priklauso rečiau vartojami:

1) Kūginis suktuvas; kitėjant bugno spinduliui dėl bugno kugiškumo, kinta ir greičių dydžių santykis;

2) suktuvas su plokščiu diržu, kuris užviniojamas rietimo pavidalu, kuo pasiekiamas bugno spindulio kitėjimas.

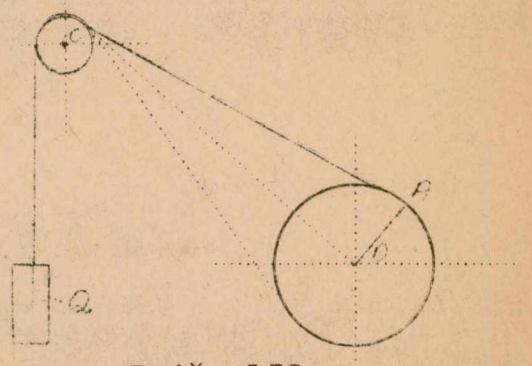
Klasė III. Pagrind. grandžių greičių dydžių santykis pastovus ir kintamas; greičių krypčių santykis kintamas.

Šios rūšies mechanizmų visai nėra.

Vieną tokį mechanizmą rodo brėžinys 158.

Sunkis Q keliamas, sukant rankena OA su įtvirtinimu jos taške A linų permestų per skridinį C.

Sukant rankeną pastovia kryptimi, sunkis W kintamu greičių tai kelsis aukštyn, tai leisis žemyn.



Brėž. 158.